



UNIVERSIDAD NACIONAL MAYOR DE SAN MARCOS

FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS

E.A.P. DE INGENIERÍA MECÁNICA DE FLUIDOS

**Cálculo térmico para la instalación de un sistema de
aire acondicionado enfriado por agua helada con chiller
enfriados por aire para el Call Center BCP ubicado en el
distrito de La Esperanza, Trujillo**

Monografía

Para optar el Título de Ingeniero Mecánico de Fluidos

AUTOR

Felipe Carlos Ancajima Jiménez

LIMA – PERÚ
2013

**“CÁLCULO TÉRMICO PARA LA INSTALACIÓN
DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO
ENFRIADO POR AGUA HELADA CON CHILLER
ENFRIADOS POR AIRE PARA EL CALL
CENTER BCP UBICADO EN EL DISTRITO DE LA
ESPERANZA, TRUJILLO”.**

Dedico este trabajo a mis padres y hermanos por el constante apoyo y
confianza brindada durante estos años de estudios.



INDICE

1	Introducción.	6
2	Marco teórico.	7
2.1	Calor.	7
2.1.1	Calor latente.	7
2.1.2	Calor Sensible.	7
2.2	Temperatura.	7
2.2.1	Temperatura de bulbo seco (BS).	8
2.2.2	Temperatura de bulbo húmedo (BH).	8
2.2.3	Temperatura de punto de rocío (PR).	8
2.3	Transferencia de calor.	8
2.3.1	Por conducción.	8
2.3.2	Por convección.	8
2.3.3	Por radiación.	8
2.4	Composición del aire seco.	9
2.5	Propiedades del aire.	10
2.5.1	Humedad relativa (HR).	10
2.5.2	Volumen específico (v).	10
2.5.3	Entalpia específica (h).	10
2.5.4	Temperatura de bulbo seco, de bulbo húmedo, de punto de rocío.	10
2.6	Sistema de aire acondicionado.	10
2.6.1	Carga de enfriamiento.	10
2.6.2	Ganancia de calor en recintos.	12
2.6.2.1	Ganancia de calor externo.	12
2.6.2.1a	Conducción a través de paredes, techos y vidrios al exterior.	12
2.6.2.1 b	Conducción a través de divisiones internas, cielos rasos y pisos.	14



2.6.2.1 c	Radicación solar a través de vidrios	15
2.6.2.2	Ganancia de calor interno.	16
2.6.2.2 a	Ganancia de calor a través del alumbrado.	16
2.6.2.2 b	Ganancia de calor a través de las Personas.	16
2.6.2.2 c	Ganancia de calor a través de Equipos.	17
2.6.2.2 d	Transferencia de calor a los alrededores.	17
2.6.2.3	Carga de enfriamiento del recinto.	18
2.6.2.4	Ganancia de calor por ventilación.	18
2.6.2.5	Ganancia de calor por ventiladores.	18
2.6.2.6	Ganancia de calor de bombas de agua helada.	19
2.6.2.7	Carga de enfriamiento o de refrigeración.	19
3	Descripción del proyecto.	20
3.1	Ubicación.	20
3.2	Objetivo.	20
3.3	Justificación técnica.	20
3.4	Datos climatológicos.	21
3.5	Descripción de la instalación.	23
3.5.1	Laso primario.	23
3.5.2	Laso secundario.	23
4	Cálculo de la carga térmica del edificio.	25
4.1	Consideraciones preliminares.	25
4.1.1	Ubicación geográfica del edificio.	25
4.1.2	Condiciones del aire exterior.	25
4.1.3	Condiciones del aire interior.	25
4.1.4	Calor liberado por personas.	25
4.1.5	Calor librado por luminarias.	25
4.1.6	Calor liberado por equipos.	25
4.1.7	Tipo de pared considerada.	26
4.1.8	Tipos de ventanas y puertas consideradas.	26
4.2	Metodología del cálculo térmico del edificio.	26
4.2.1	Pasos para la obtención de la carga térmica del 1er piso.	28
4.2.1.1	Ganancia de calor por conducción a través de las paredes externas.	30



4.2.1.2	Ganancia de calor por conducción a través de los vidrios externos.	31
4.2.1.3	Ganancia de calor por conducción a través de las paredes internas.	31
4.2.1.4	Ganancia de calor por radiación a través de los vidrios externos.	32
4.2.1.5	Ganancia de calor a través de las luminarias.	33
4.2.1.6	Ganancias de calor a través de las personas.	33
4.2.1.7	Ganancia de calor a través de los equipos.	34
4.2.1.8	Transferencia de calor a los alrededores.	34
4.2.2	Ganancia de calor por ventilación.	35
5	Resultados	36
5.1	Carga térmica del 1 ^{er} piso.	36
5.2	Carga térmica del 2 ^{do} piso.	45
5.3	Selección de los equipos de aire acondicionado.	53
5.3.1	Parámetros de selección.	53
6	Conclusiones.	58
7	Recomendaciones.	59
8	Planos.	60
9	Bibliografía.	65
10	Apéndice.	66
10.1	Tablas utilizadas para el cálculo.	66
10.2	Ilustraciones.	80
10.3	Referencias Citadas.	83



I.- INTRODUCCIÓN

La ciudad de Trujillo se caracteriza por tener durante los meses de verano un clima promedio cálido, esto crea una necesidad a las oficinas, centros comerciales, etc., de contar con un sistema de aire acondicionado que brinde un confort en el ambiente a enfriar con la finalidad de mejorar las condiciones laborales del personal y de equipos que se calientan conforme van operando.

En verano el calor que se propaga desde la zona más caliente a la más fría entra a las construcciones desde el exterior al interior de un recinto a través de las paredes, ventanas, techos, puertas, etc.; provocando un exceso de calor que tiene que ser regulado.

En el distrito de la Esperanza ubicado en el departamento de Trujillo se instaló un sistema de aire acondicionado para el nuevo Call Center del Banco de crédito del Perú. El desarrollo de la ingeniería referente a este rubro es materia de la presente monografía técnica en donde se explica el cálculo para la obtención de la carga térmica de enfriamiento (Cantidad neta de calor que se extrae de un recinto para mantener un confort adecuado) siguiendo las recomendaciones de las normas ASHRAE, SMACNA y del Reglamento Nacional de Edificaciones (RNE).

El edificio cuenta en la actualidad con 3 niveles de los cuales el 1^{er} y 2^{do} nivel tienen un sistema de aire acondicionado enfriado por dos unidades de refrigeración denominadas chiller's de 91.0 TR (Toneladas de refrigeración) y un grupo de equipos evaporadores tipo Fan Coil quienes distribuyen el aire por medio de un sistema de ducterías y difusores de descarga.

Los componentes que se analizan en la presente monografía técnica y que contribuyen a la ganancia de calor en el recinto del Call Center serán los que proceden de fuentes externas al recinto, y los que se generan internamente teniendo en cuenta los parámetros iniciales del diseño como son las temperaturas y humedades exterior e interior al recinto así como la ubicación geográfica de edificio



2.- MARCO TEORICO.

2.1 CALOR.

Se define como la energía cinética total de todos los átomos o moléculas de una sustancia. El concepto de calor se usa para describir la energía que se transfiere de un lugar a otro. El flujo de calor es una transferencia de energía que se produce únicamente como consecuencias de las diferencias de temperatura.

La unidad de medida del calor es la *caloría*, con su símbolo *cal* y es la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de un gramo de agua en un *grado Celsius* desde 14.5°C a 15.5 °C .La unidad de calor en el sistema ingles se llama *Unidad térmica británica (BTU)*, definida como la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de una libra de agua en un grado Celsius de 63.0°F a 64°F.

2.1.1 CALOR LATENTE: Es aquel calor que se agrega o se elimina en una sustancia y hace que cambie de fase, sin variación de su temperatura.

2.1.2 CALOR SENSIBLE: Es aquel calor que se agrega o elimina en una sustancia o un cuerpo y hace que aumente o disminuya su temperatura.

2.2 TEMPERATURA.

Es la medida de la actividad térmica de un cuerpo, esta actividad depende de la velocidad de las moléculas y demás partículas de las cuales se compone toda la materia. La unidad de temperatura en el sistema SI es el grado Celsius (°C) o centígrados y según esta escala el punto de ebullición del agua es 100 °C y el de congelamiento es 0°C a presión atmosférica, mientras que para los estados unidos la unidad de medida de la temperatura es el grado Fahrenheit (°F) ,según el cual el punto de ebullición del agua es de 212 °F y el punto de congelación del agua es de 32 °F. La relación entre ambas unidades es como sigue [1]:

$$^{\circ}F = 1.8^{\circ}C + 32$$



2.2.1 TEMPERATURA DEL BULBO SECO (BS): Es la temperatura del aire tal y como lo indica un termómetro.

2.2.2 TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO (BH): Temperatura que indica un termómetro cuyo bulbo está envuelto en una mecha empapada.

2.2.3 TEMPERATURA DE PUNTO DE ROCIO (PR): Temperatura a la cual el vapor de agua en el aire se comienza a condensar si se enfría el aire a presión constante.

2.3 TRANSFERENCIA DE CALOR.

Es el paso de energía térmica desde un cuerpo de mayor temperatura a otro de menor temperatura y ocurre solamente cuando hay una diferencia de entre ellas .Existen tres maneras de efectuarse esta transferencia de calor:

2.3.1 POR CONDUCCIÓN: Se da a través de un medio estacionario que puede ser un sólido o un fluido .Ocurre a escalas atómicas por actividad molecular, cuando chocan unas contra otras, donde las partículas más energéticas entregan energía a las menos energéticas produciéndose un flujo de calor desde las temperaturas más altas a las más bajas.

2.3.2 POR CONVECCIÓN: Es el mecanismo de transferencia de calor por movimiento de masa o circulación dentro de la sustancia. Puede ser natural, producida solo por las diferencias de las densidades de la materia o forzada, cuando la materia es obligada a moverse de un lugar a otro ,por ejemplo el aire en un ventilador o el agua en una bomba .Solo se produce en líquidos y gases donde los átomos y moléculas son libres de moverse en el medio.

2.3.3 POR RADIACIÓN: La radiación térmica es energía emitida por la materia que se encuentra a una temperatura dada, se produce directamente desde la fuente hacia afuera en todas las direcciones .Esta energía es producida por los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas y transportada por ondas electromagnéticas por lo que recibe el nombre de radiación electromagnética.

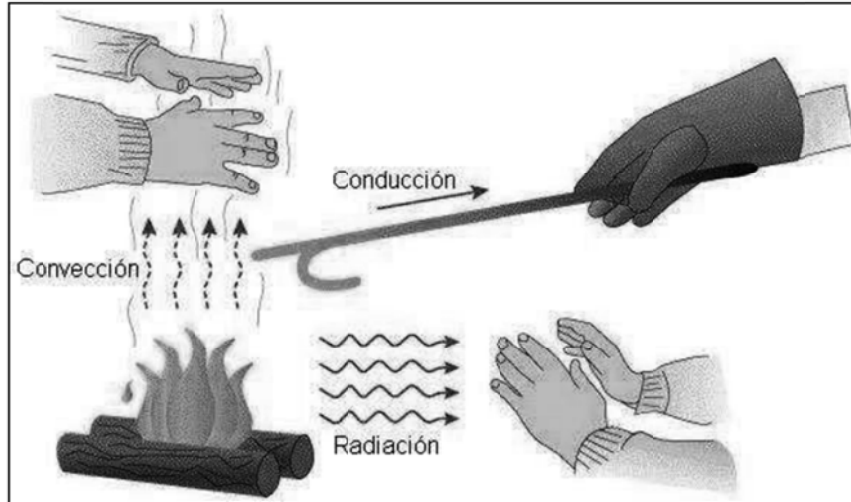


Figura 1: Formas de transferencia de calor.

2.4 COMPOSICIÓN DEL AIRE SECO.

Se dice que existe aire seco cuando se ha extraído todo el vapor de agua y los contaminantes. La composición del aire seco es relativamente constante, si bien el tiempo, la ubicación geográfica y la altura determinan pequeñas variaciones en la cantidad de sus componentes, el aire seco, tiene a nivel del mar la siguiente composición:

Substancia	Fórmula	Masa molecular (kg kg-mol ⁻¹)	Porcentajes en volumen (moles/100 moles)
Nitrógeno	N ₂	28,016	78,084
Oxígeno	O ₂	32,000	20,9496
Argón	Ar	39,948	0,934
Dióxido de carbono	CO ₂	44,010	0,0314
Neón	Ne	20,183	0,001818
Helio	He	4,0026	0,000524
Metano	CH ₄	16,03188	0,0002
Dióxido de azufre	SO ₂	64,064	0,0001
Hidrógeno	H ₂	2,01594	0,00005
Criptón	Kr	83,800	0,0002
Ozono	O ₃	48,000	0,0002
Xenón	Xe	131,300	0,0002

Figura 2: Composición del aire seco. [2]



2.5 PROPIEDADES DEL AIRE. [1]

Entre las propiedades físicas del aire atmosférico se tienen

2.5.1 HUMEDAD RELATIVA (HR): Es la relación de la presión real de vapor de agua en el aire con una presión de vapor de agua si el aire estuviera saturado a la misma temperatura del bulbo seco. Se expresa en por ciento.

2.5.2 VOLUMEN ESPECÍFICO (v): Es el volumen de aire por unidad de peso de aire seco. Se expresa para nuestros cálculos en ft^3/lb de aire seco.

2.5.3 ENTALPÍA ESPECÍFICA (h): Es el contenido de calor del aire, por unidad de peso, para nuestros cálculos la expresaremos en BTU/lb de aire seco.

2.5.4 TEMPERATURA DE BULBO SECO, DE BULBO HÚMEDO, DE PUNTO DE ROCIO (PR).

Las definiciones fueron descritas en el ítem 2.2.

2.6 SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.

El acondicionamiento de aire es el proceso de tratamiento del mismo en un ambiente interior con el fin de establecer y mantener los estándares requeridos de temperatura, humedad, limpieza y movimiento [1].

2.6.1 CARGA DE ENFRIAMIENTO.

Es la cantidad neta de calor que se tiene que extraer de un recinto para mantener un nivel de confort dentro del mismo, en otras palabras es la velocidad con la cual se debe de eliminar calor en el ambiente a enfriar, para mantener las condiciones de diseño. Las fuentes que intervienen para su obtención son la radiación solar, la convección, la conducción, el alumbrado, las personas, los equipos y la infiltración.

Esta carga es la base para la selección del equipo de aire acondicionado a usar así como la red de tuberías y ductos.

Como se muestra en la figura 1 y figura 2, no todo el calor que recibe el recinto (ganancia de calor bruta) se emplea de forma inmediata para calentar el aire del

local ,sino más bien una parte de ella se almacena en los muebles y estructuras del ambiente a acondicionar denominándose a dicho fenómeno como efecto de almacenamiento de calor .

En resumen, el efecto de almacenamiento, es un periodo de retraso de calor en el tiempo al recinto y no debe dejarse de lado pues su omisión conllevaría a un sobredimensionamiento del equipo de aire acondicionado.

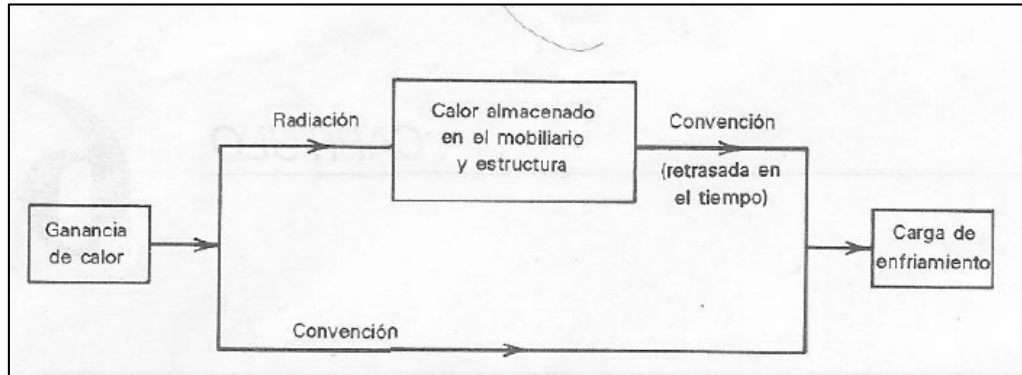


Figura 3: Esquemático de la ganancia bruta de calor, el almacenamiento de calor y su retraso en el tiempo y la carga de enfriamiento. [1]

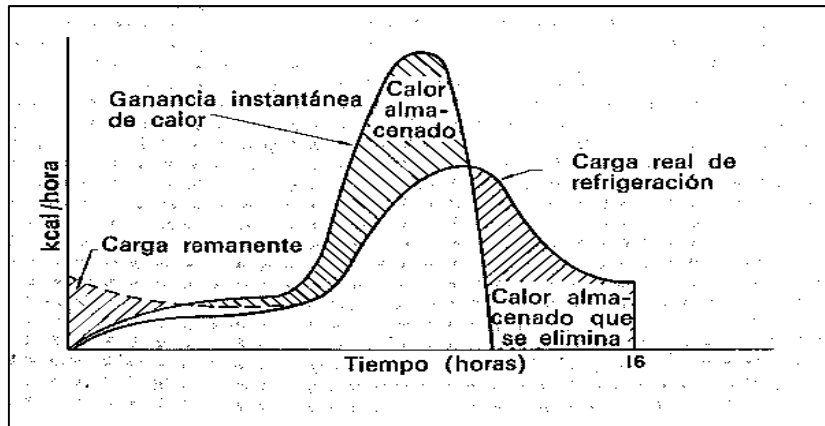


Figura 4: Ganancia instantánea de calor, el almacenamiento de calor, carga remanente o calor almacenado del día anterior y la carga de enfriamiento. [3]

2.6.2 GANANCIAS DE CALOR EN RECINTOS.

El calor ganado en un recinto se puede agrupar en dos conjuntos: Las que vienen de fuentes externas al recinto (Conducción a través de paredes, techos y vidrios al exterior, conducción a través de divisiones internas, cielos rasos y pisos, radiación solar a través de vidrios) y las que se generan internamente (Alumbrado, Personas, Equipos).

Adicionalmente se debe considerar a la ganancia del calor en un recinto la infiltración del aire exterior a través de las aberturas.

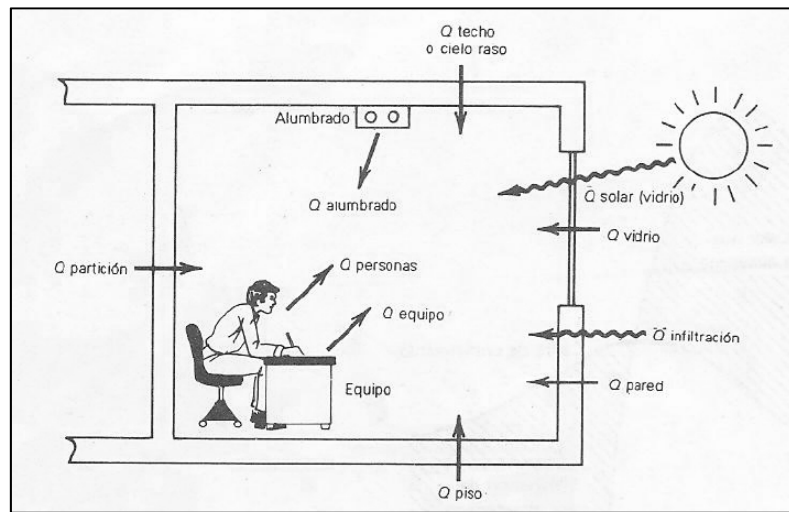


Figura 5: Diferentes formas de Ganancias de calor en un recinto. [1]

2.6.2.1 GANANCIAS DE CALOR EXTERNO.

2.6.2.1 a CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE PAREDES, TECHOS Y VIDRIOS AL EXTERIOR.

El calor ganado por conducción a través de paredes, techos y vidrios que dan al exterior se calcula de la siguiente manera:

$$Q = U \times A \times DTCE_e \quad \dots \dots \dots (1)$$



Dónde:

- Q : Ganancia neta del recinto por conducción a través de paredes, techos o vidrios en BTU/h .
- U : Coeficiente general de transferencia de calor para techos, paredes o vidrios, en $BTU/h-ft^2-^{\circ}F$. Para obtener sus valores ir a las tablas N°1, N° 3, N°5 del anexo.
- A : Área del techo, pared o vidrio, en ft^2
- $DTCE_e$: Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento, $^{\circ}F$.

La $DTCE_e$ toma en cuenta el efecto de almacenamiento de calor y debe ser corregida de la siguiente manera:

$$DTCE_e = [(DTCE + LM) \times K + (78 - T_R) + (T_0 - 85)] \times f \quad \dots \dots \dots (1.1)$$

Dónde:

- $DTCE_e$: Valor corregido de la $DTCE$, $^{\circ}F$.
- $DTCE$: Temperatura de tablas N°1, N° 2, N°3 (describe las construcciones de las paredes empleadas en la tabla 2), $^{\circ}F$.
- LM : Corrección para latitud al calor y mes de tabla 4.
- T_R : Temperatura del recinto, en $^{\circ}F$.
- T_0 : Temperatura de diseño exterior promedio, en $^{\circ}F$.
- f : Factor de corrección para la ventilación del cielo raso (Solo para techos).



- $f = 0.75$: Para la ventiladores de entrepiso (Techos falsos), en los demás casos usar $f = 1.0$.

- K : Corrección debido al calor en las superficies

$$K = \begin{cases} 1.0 & , \text{Si es una superficie oscura o Áreas industriales .} \\ 0.5 & , \text{Si es un techo de color claro en zonas rurales .} \\ 0.65 & , \text{Si es una pared de color claro en zonas rurales} \end{cases}$$

Se indica que los valores de las tablas mencionadas se basan para una temperatura de diseño de 78°F y una temperatura exterior, promedio diaria de 85 °F, con paredes y techos de colores oscuros, para el 21 de diciembre, a latitud de 40°

Para el caso del vidrio los valores de la $DTCE_e$ se calculan en base la siguiente formula

$$DTCE_e = [DTCE + (78 - T_R) + (T_0 - 85)] \dots \dots \dots (1.2)$$

Y su valor corregido $DTCE = CLTD$ se obtiene de la tabla 7 (Ver Apéndice)

2.6.2.1 b CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE DIVISIONES INTERNAS, CIELOS RASOS Y PISOS.

Este calor es el que se transmite desde áreas sin acondicionar a áreas acondicionadas a través de divisiones, pisos y cielos rasos.

En caso no se conozca la temperatura del espacio sin acondicionar se sugiere suponer que se encuentra a 5 °F menos que la temperatura exterior .

$$Q = U \times A \times DT \dots \dots \dots (2)$$

Dónde:

- DT : Diferencia de temperatura entre los espacios sin acondicionar y los acondicionados, °F.



- A : Área de la división, piso o cielo raso, ft^2 .
- U : Coeficiente global de transferencia de calor para la división, piso o cielo raso, $BTU/h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F$.
- Q : Velocidad de transferencia de calor a través de la división, piso o cielo raso, BTU/h .

2.6.2.1c RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉS DE VIDRIOS.

La radiación del sol se transmite a través de materiales que son transparentes, por ejemplo los vidrios de un edificio. Cuando la tierra se encuentra en su perihelio la radiación solar en la atmosfera es de $1.209 \text{ Kcal /h} \cdot \text{m}^2$ (21 de diciembre) y de $1.125 \text{ Kcal /h} \cdot \text{m}^2$ cuando se encuentra en su afelio (21 de junio), para los demás meses la intensidad de sol varía entre estos rangos. Esta radiación solar incide en menor cantidad en la superficie terrestre debido a que una parte de dicha radiación es reflejada por las partículas de vapor de agua, de ozono o de polvo atmosférico denominándose a este fenómeno radiación difusa. Ambos tipos de radiaciones depende de la distancia que recorren los rayos del sol a través de la atmósfera para alcanzar un punto en la tierra y de la limpieza de la atmosfera.

El cálculo de la radiación solar se da a través de la siguiente formula:

$$Q = FGCS \times A \times CS \times FCE \quad \dots \dots \dots (3)$$

Dónde:

- Q : Ganancia neta de calor por radiación solar a través del vidrio, BTU / h .
- $FGCS$: Factor de ganancia máxima de calor solar, $BTU / h \cdot ft^2$.
- A : Área del vidrio, ft^2 .
- CS : Coeficiente de sombreado.
- FCE : Factor de carga de enfriamiento para el vidrio.



2.6.2.2 GANACIAS DE CALOR INTERNO.

2.6.2.2 a GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DEL ALUMBRADO.

La ganancia de calor debido al alumbrado se calcula de la siguiente manera:

$$Q = 3.4 \times W \times FB \times FCE \quad \dots \dots \dots (4)$$

Dónde:

- Q : Ganancia neta de calor debido al alumbrado, BTU/h .
- W : Capacidad del alumbrado, Watts.
- FB : Valor de balastra.

$$FB = \begin{cases} 1.0 & , \text{Para alumbrado incandescente, es decir no hay perdidas} \\ 1.25 & \text{Para el alumbrado fluorecente} \end{cases}$$

- FCB : Factor de carga de enfriamiento para el alumbrado.

Este factor toma en cuenta el almacenamiento por la ganancia de calor de las luminarias y depende del tiempo de encendido del alumbrado, encendido del sistema de aire acondicionado, tipos de luminarias, características de la construcción y cantidad de ventilación mecánica en el recinto.

Sin embargo se debe tener en cuenta que el factor FCB es igual a la unidad, es decir no hay efecto de almacenamiento cuando:

- ✚ El sistema de aire acondicionado trabaja durante las horas de ocupación.
- ✚ El sistema de aire acondicionado trabaja más de 16 horas.
- ✚ Se permite aumentar la temperatura del recinto durante las horas cuando no se ocupa (oscilación de temperatura).

2.6.2.2 b GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE LAS PERSONAS.

La ganancia de calor debido a las personas está conformado por: Calor latente y calor sensible y sus ecuaciones son:



$$Q_s = q_s \times n \times FCE \quad \dots \dots \dots (5)$$

$$Q_l = q_l \times n \quad \dots \dots \dots (6)$$

Dónde:

- Q_s, Q_l : Ganancia de calor sensible y latente, BTU/h .
- q_s, q_l : Ganancia de calor sensible y latente por personas, BTU/h .
- n : Numero de personas.
- FCB : Factor de carga de enfriamiento para personas.

El factor FCB es debido al almacenamiento de calor por las personas y es igual a la unidad cuando el aire acondicionado se apaga en las noches.

En la tabla N°10, se muestra los factores de ganancia de calor debido a los ocupantes.

2.6.2.2 C GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE EQUIPOS.

Esta ganancia de calor se puede calcular consultando en los catálogos del fabricante o datos de la placa del equipo. Sin embargo en la *tabla 11*, se muestran algunos valores de generación de calor por equipos típicos indicados por el ministerio de energía y minas.

2.6.2.2 D TRANSFERENCIA DE CALOR A LOS ALREDEDORES.

Algo de la ganancia de calor sensible al recinto se transfiere a través de la estructura hacia lo alrededores y nunca aparece como parte de la carga del recinto , es por eso que se debe corregir las ganancias de calor sensible obtenidas por conducción ,radiación solar , alumbrado ,personas y equipos ,usando las siguientes ecuaciones.

$$F_c = 1 - 0.02 \times K \quad \dots \dots \dots (7)$$

$$K = (U_w A_w + U_g A_g) / L \quad \dots \dots \dots (8)$$

Dónde:

- F_c : Factor para corregir cada ganancia de calor sensible de recinto.



- K : Conductancia de unidad de longitud, $BTU/h - ft - ^\circ F$.
- L : Longitud de la pared exterior, ft .
- U_w, U_g : Coeficiente de transferencia de calor, w =Pared, g = Vidrio, $BTU/h - ft - ^\circ F$.
- A_w, A_g : Área de la pared o del vidrio, ft^2

2.6.2.3 CARGA DE ENFRIAMIENTO DEL RECINTO.

Esta carga de enfriamiento es la velocidad a la cual se debe eliminar el calor en el ambiente a acondicionar. Se obtiene sumando las ganancias de calor netas corregidas para el recinto (Ganancias de calor sensible y latente)

2.6.2.4 GANACIAS DE CALOR POR VENTILACIÓN.

Por razones sanitarias y de confort se admite algo de aire exterior dentro del recinto que se adiciona a la carga total de enfriamiento tanto en calor latente como sensible. Sus ecuaciones están dadas de la siguiente manera.

$$Q_S = 1.1 \times CFM \times CT \quad \dots \dots \dots (7)$$

$$Q_L = 0.68 \times CFM \times (w'_e - w'_i) \quad \dots \dots \dots (8)$$

Dónde:

- Q_S, Q_L : Cargas de calor sensible y latente debidas al aire de ventilación, BTU/h .
- CFM : Flujo de aire de ventilación, ft^3/min .
- CT : Cambio de temperatura entre el aire exterior e interior., $^\circ F$
- w'_e, w'_i : Relación de humedad exterior e interior, g de agua / lb aire seco .

La tabla N°12 muestra tasas sugeridas de ventilación con aire exterior y niveles típicos de ocupación para algunas aplicaciones.

2.6.2.5 GANACIA DE CALOR POR VENTILADORES.

Parte de la energía de los ventiladores de los equipos de aire acondicionado se convierten en calor debido a la fricción y otros efectos, es por eso que se debe incluir dentro de los cálculos térmicos. Generalmente se sugiere para los equipos



de 1.0 in de columnas de agua a 2 in de columnas de agua, el intervalo de 2.5 % a 5% de la carga del recinto.

2.6.2.6 GANACIA DE CALOR POR BOMBAS DE AGUA HELADA.

Para sistemas grandes se considera de 1 a 2 % del calor sensible y debe sumas a la carga de refrigeración.

2.6.2.7 CARGA DE ENFRIAMIENTO O DE REFRIGERACIÓN.

Después de realizar los cálculos para obtener las ganancias máximas de calor sensible y latente en el recinto, el siguiente paso es de calcular la carga de enfriamiento, aquella a la que se somete el equipo de aire acondicionado.

Tener en cuenta que la carga de refrigeración será mayor que la carga en la construcción debido a que hay ganancias de calor que pasan al sistema de aire acondicionado desde el exterior. Estas ganancias pueden provenir de: La ventilación exterior, de ganancias de calor a ductos, de calor producido por los ventiladores y bombas del sistema de aire acondicionado, de fugas de aire en los ductos.

3.0 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO.

3.1 UBICACIÓN.

La instalación del sistema de aire acondicionado enfriado por agua helada está ubicado en la calle 3 – MZ B1 LT.13 y 15 – La Esperanza – Trujillo departamento de la Libertad.

Se encuentra a una altitud media de 34 msnm a 561 Km de Lima y presenta una latitud de $8^{\circ} 3' 13''$ sur con longitud de $79^{\circ} 03' 50''$.

A continuación se presenta su ubicación geográfica a través del programa Google Earth



Figura 6: Muestra la ubicación del proyecto (Cortesía de Google Earth)

3.2 OBJETIVO.

Obtener el cálculo térmico de un sistema de aire acondicionado enfriado por agua helada con Chiller's enfriados por aire para el Call Center BCP Trujillo.

3.3 JUSTIFICACIÓN TÉCNICA.

Basándonos en las normas ASHRAE, Reglamento Nacional de Edificaciones (RNE), SMACNA, NFPA y en la bibliografía referente al tema es que se va a desarrollar la sustentación técnica para obtener el cálculo térmico del sistema de aire acondicionado para el Call Center BCP Trujillo.

3.4 DATOS CLIMATOLOGICOS.

Su clima es templado y tibio con temperaturas moderadas que varían entre de 14°C y 30°C durante todo el año, debido a la corriente de Humboldt ,por lo cual Trujillo es conocida como la ciudad de la eterna primavera.

En verano presenta un clima caluroso en las mañanas y durante la noche es fresco y agradable por efecto de la brisa marina.



Figura 7: Vista de la plaza principal de Trujillo.

Los datos climatológicos que se consideran en esta monografía, fueron por proporcionados por la estación climatológica 845010 – SPRU (Figura 8) y se tomó un histórico de temperaturas máximas, mínimas y medias desde el año 1997 hasta el 2010 para todos los meses del año obteniéndose así que la temperatura máxima en este intervalo de años se dio en el mes de enero de 1998 y fue de 31.8°C como lo indica la figura 9.

Cabe indicar que un análisis anterior a este resultado nos determinó que entre los meses de enero y febrero la ciudad de Trujillo presentó sus temperaturas máximas mensuales tal y como lo indica la gráfica 10, la cual muestra los años 1998 ,2000 y 2010. Por este motivo el cálculo de la carga de enfriamiento se



realizara para los meses de enero y febrero y se tomara para el diseño del sistema de aire acondiciona el que presente mayor carga de enfriamiento.



Figura 8: Estación meteorológica 845010 -SPRU.

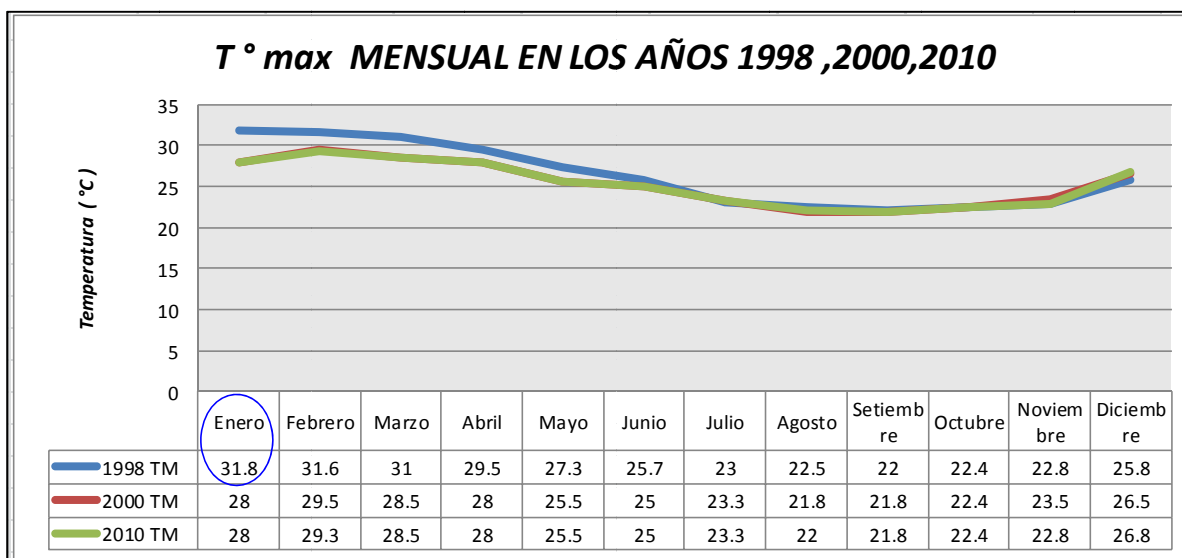


Figura 9: Temperatura máxima mensual para los años 1998, 2000,2010.

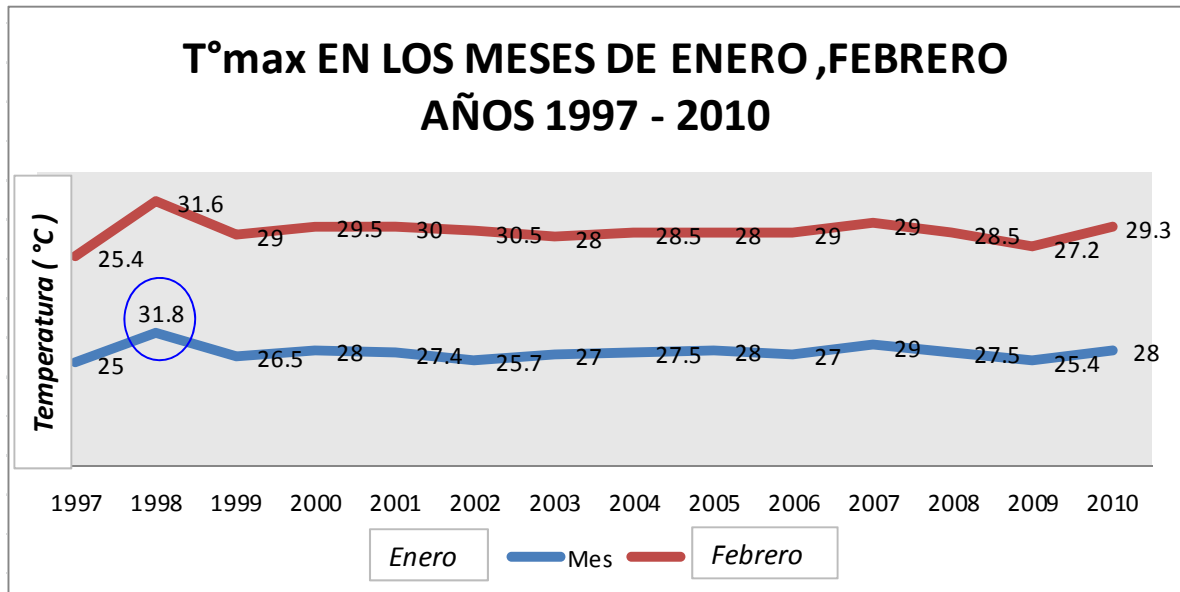


Figura 10: Temperatura máxima en los meses de enero y febrero.

3.5 DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN.

El Call Center del Banco de Crédito del Perú cuenta en la actualidad con un sistema de aire acondicionado de agua helada con dos chiller's de 91.0 TR enfriados por aire, tres bombas primarias, cuatro bombas secundarias entre otros accesorios que completan la sala de máquinas y que se describirán más adelante. Los ambientes a los cuales se provee de aire acondicionado son 1^{er} y 2^{do} piso de los tres que cuenta el edificio.

El sistema de agua helada está compuesto de un lazo primario y un lazo secundario.

3.5.1 LAZO PRIMARIO: El lazo primario está compuesto por los dos chillers, cada chiller provisto con su bomba centrífuga además de una tercera bomba idéntica, como respaldo (La selección de estas bombas no es materia de estudio en esta monografía técnica).

3.5.2 LAZO SECUNDARIO: El lazo secundario está compuesto de dos circuitos cada uno con sus respectivas bombas (La selección de estas bombas no es materia de estudio en esta monografía técnica):



3.5.2.1 Circuito R1: El circuito R1 es el que alimenta de agua helada a los ambientes del primer piso y cuenta con una estación de bombeo de respaldo.

3.5.2.2 Circuito R2: El circuito R2 alimenta de agua helada a los ambientes del segundo piso y está provisto también de una estación de bombeo de respaldo.

Adicionalmente a lo descrito el sistema de agua helada cuenta con un separador de aire ; un tanque de expansión ;equipos evaporadores tipo Fan Coil (con sus respectivos filtros “Y” ,válvulas motorizadas de dos vías ,circuit setter) y accesorios para la sala de maquina como : Manómetros, termómetros, Flow switch ,Válvulas multipropósito, válvula mariposa ,uniones vitaulics y uniones flexibles .



4 CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA DE ENFRIAMIENTO.

4.1 CONSIDERACIONES PRELIMINARES.

La carga térmica se calculara para cada piso (Piso N° 1, Piso N°2), bajo los siguientes parámetros y consideraciones:

4.1.1 UBICACIÓN GEOGRÁFICA DEL PROYECTO.

Longitud 79° 03' 50"

Latitud sur 8° 0' 13"

4.1.2 CONDICIONES DEL AIRE EXTERIOR.

Temperatura de Bulbo Seco (Corregida) : 88.34 °F (Enero)

Humedad Relativa : 71.39 % (Enero)

4.1.3 CONDICIONES DEL AIRE INTERIOR.

Temperatura de Bulbo Seco : 74°F (Ver tabla 15)

Humedad Relativa : 50 % (No controlada)

4.1.4 CALOR LIBERADO POR LAS PERSONAS. (Ver tabla 10)

Calor Sensible : 251 BTU/h

Calor Latente : 196 BTU/h

4.1.5 CALOR POR ILUMINACIÓN.

Potencia de las luminarias en Watts : Según plano de arquitectura.

4.1.6 CALOR LIBERADO POR EQUIPOS:

PC's	: 200 watts
TV 21" ,Color	: 200 watts
Horno microonda	: 1200 watts
Fotocopiadora	: 900 watts
Impresora	: 150 watts



4.1.7 TIPO DE PARED CONSIDERADO:

Ladrillo de vista de 4" más ladrillo común de 4 " (Tabla 3)

4.1.8 TIPO DE VENTANAS, PUERTAS Y TECHOS CONSIDERADOS:

Ventana con marco y persianas venecianas medias. (Tabla 8)

. Vidrio para ventanas y puertas : Plano sencillo, sin
sombreado (Anexo 8)

.Techos sin cielo raso.

4.2 METODOLOGÍA DEL CÁLCULO TERMICO DEL EDIFICIO.

Basándonos en las consideraciones iniciales y las justificaciones técnicas se desarrolló el cálculo térmico para el 1^{er} piso y 2^{do} piso del Call Center BCP.

Estos cálculos fueron realizados para el 21 de enero a las 4pm y el 21 de febrero también a las 4pm , fechas en la cual se tuvieron las mayores temperaturas registradas desde 1997 hasta el 2010 como se demostró en el ítem 3.4 .Cabe indicar que la temperatura máxima obtenida para un día, a una cierta hora ,de un determinado mes ,solamente garantiza un máximo calor por conducción en nuestro recinto, mas no la carga pico ,esta se obtiene sumando las demás formas de transferencia de calor en su punto máximo.

A las temperaturas de bulbo seco exterior de los meses de enero y febrero , $TBS_{(sin\ corregir)} = 31.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $TBS_{(sin\ corregir)} = 31.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ respectivamente , obtenidas del histórico de temperaturas se le tuvo que agregar un factor de corrección tanto para la hora (Ver tabla 13) y el mes (Ver Tabla 14) indicado líneas arriba, debido a que las tablas a usar para el cálculo del calor por radiación y conducción estuvieron basadas para una condición normal de un proyecto (Julio a las 3PM).

Los verdaderos valores de las temperaturas de bulbo seco exterior para enero y febrero, una vez realizada la corrección fue de, $TBS = 88.34\text{ }^{\circ}\text{F}$ y $87.98\text{ }^{\circ}\text{F}$ respectivamente.



LOCAL :		CALL CENTER BCP TRUJILLO - PISO 1							
Condiciones de diseño	TBS Ext (Sin corregir) = 89.2 °F	BS (°F)	BH (°F)	HR %	Agua g/lb	Fecha:	Enero	Hora	4:00 p.m
	Exterior	88.34		71.39	141	Latitud	8° 03' 13"	Longitud	79° 03' 50"
	Interior	74		50	62				
Corrección de la Temperatura exterior (T ₀):									
. Corrección por Hora: Para el día 21 de enero de 1998 a las 4 pm .									
31.8 °C		T max (°C)	31.8	De Tabla A13		Factor C. hora =		-0.5 °C	
		T min (°C)	23.8						
DT _h (°C) = T max (°C) - T min (°C)		8		T' exterior =		TBS Ext (°C) - Factor C. hora =		31.3 °C	
. Corrección por Mes:									
Mes		T max (°C)	Mes	T max (°C)	De Tabla A14		Factor C mes =		0.0 °C
Enero		31.8	Julio	23					
Febrero		31.6	Agosto	22.5			T ₀ = T' exterior (°C) - Factor C mes =		31.3 °C
Marzo		31.6	Septiembre	22					
Abril		29.5	Octubre	22.4					
Mayo		27.3	Noviembre	22.5			T ₀ =		88.34 °F
Junio		25.7	Diciembre	25.8					
DT _m (°C) = Suma T max, mensuales (°C) / :2				26.3					

4.2.1 PASOS PARA LA OBTENCIÓN DE LA CARGA TÉRMICA DEL 1^{er} PISO.

Para fines explicativos de los cálculos, se tomó una pared externa e interna del piso 1 para analizar las ganancias de calor en el recinto en el mes de enero a las 4pm.

Como primer paso se acoto los planos de arquitectura de planta y vista frontal con el fin de obtener el área a acondicionar (zona achurada). Nótese en la figura 13, las áreas N° 1, 2, 3 y 4 no fueron consideradas dentro de los cálculos debido a que eran zonas designadas a no contar con aire acondicionado.

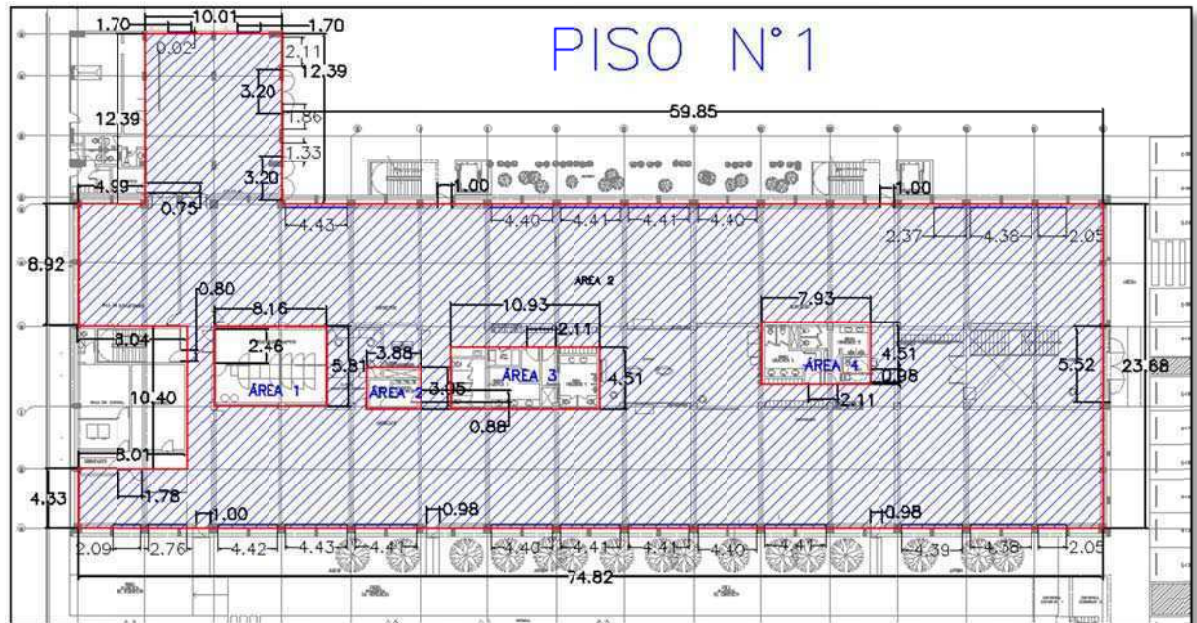


Figura 13: Vista del plano de planta del 1^{er} piso.

Las alturas de las puertas, ventanas y paredes se determinaron a través del plano de corte mostrado en la figura 14, obteniendo la siguiente información:

Tipo	Altura (m)
Pared	3.35 m
Puertas y ventanas	2.10 m

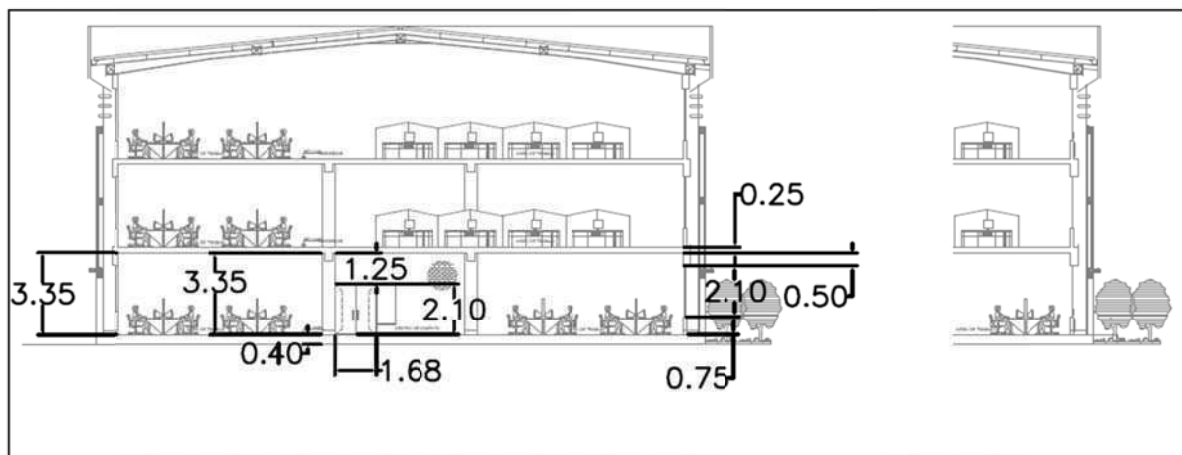


Figura 14: Vista de corte del edificio.

Con ayuda del programa Google Earth se encontró la ubicación geográfica de nuestro edificio y se determinó los puntos cardinales que nos fueron de ayuda para nuestros cálculos. Ver figura 15.



Figura 15: Ubicación de los a través de puntos cardinales del edificio.

Después de definir la ubicación geográfica, las longitudes de las paredes, ventanas y puertas; se procedió al cálculo térmico:

4.2.1.1 GANANCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LAS PAREDES EXTERNAS.

Tomando como ejemplo la *pared 1* indicada en la figura 16, y considerando los siguientes datos.

<i>Tipo</i>	<i>Largo (m)</i>	<i>Altura (m)</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Área Bruta (m²)</i>	<i>Área Bruta (ft²)</i>
<i>Pared 1</i>	10.01	3.35	1	33.5	361.0
<i>Vidrio P1</i>	1.70	2.10	2	7.1	76.9

Se obtiene el área efectiva.

$$\rightarrow \text{Área Efectiva, Pared 1} = 361.0 - 76.9 = 284.1 \text{ ft}^2$$

Por otro lado del Ítem 4.1.7, Tipo de pared (Ladrillo de vista de 4 in + ladrillo común de 4in) y usando la tabla 3, se determinó que la *pared 1* pertenece a la construcción Tipo “D” con un valor de U igual a $0.415 \text{ BTU/h-ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$.

Con este tipo de construcción y con la coordenada SW latitud Sur a las 4pm, se halló el valor de la DTCE, el cual fue de $14 \text{ } ^\circ\text{F}$ (Ver tabla 2).

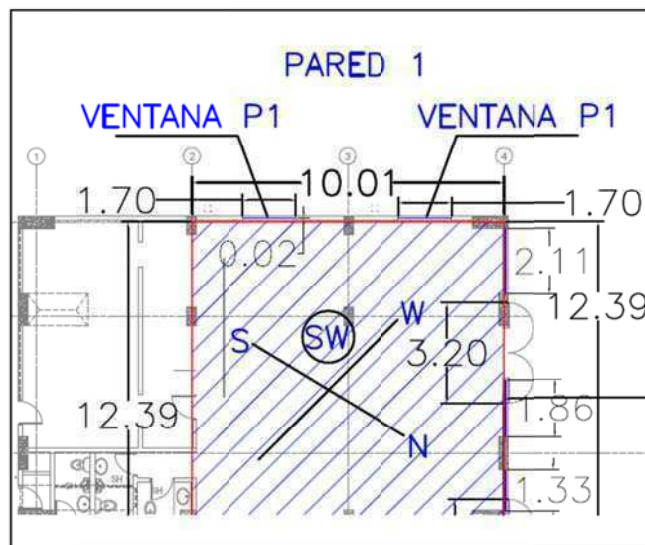


Figura 16: Vista de planta .de la pared 1 y ventanas 1



Luego con ayuda de la tabla 4, para una latitud de 8° S ,con orientación de pared SW se obtuvo para el mes de enero el valor de $LM = -6^\circ F$. Los valores de $K = 1.0$ y $f = 1.0$ se hallaron al considerar que las superficies fueron oscuras y el techo no tubo cielo raso.

Finalmente el calor por conducción para la pared 1 resulto:

$$Q = U \times A \times DTCE_e ,$$

$$\text{Dónde: } DTCE_e = [(DTCE + LM) \times K + (78 - T_R) + (T_0 - 85)] \times f$$

$$\rightarrow DTCE_e = [(14 + (-6)) \times 1 + (78 - 74) + (88.34 - 85)] \times 1 = 15.34^\circ F$$

$$\rightarrow Q = U \times A \times DTCE_e = 0.415 \times 284.1 \times 15.34$$

$$\therefore Q_{c,p1} = 1,808.59 \frac{BTU}{h}$$

4.2.1.2 GANANCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LAS VIDRIOS EXTERNOS.

Usando la ecuación 1.2 y la tabla 7 para la pared 1, se obtuvo:

$$DTCE_e = [DTCE + (78 - T_R) + (T_0 - 85)]$$

$$\rightarrow DTCE_e = [14 + (78 - 74) + (88.34 - 85)]$$

$$\therefore DTCE_e = 21.34^\circ F$$

$$\text{Luego de la ecuación 1 y tabla 5 : } Q_{C,VP1} = U \times A \times DTCE_e = 1.04 \times 76.9 \times 21.34$$

$$\therefore Q_{C,VP1} = 1,705.67 \text{ BTU/h}$$

Donde $Q_{C,VP1}$ es el calor por conducción a través del vidrio de la pared 1

4.2.1.3 GANANCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LAS PAREDES INTERNAS.

Usando un criterio similar a los anteriores cálculos se tuvo para la pared 13:

$$Q = U \times A \times DT = 0.415 \times 294.2 \times ((88.34 - 5) - 74)$$

$$Q = 1,140.51 \text{ BTU/h}$$

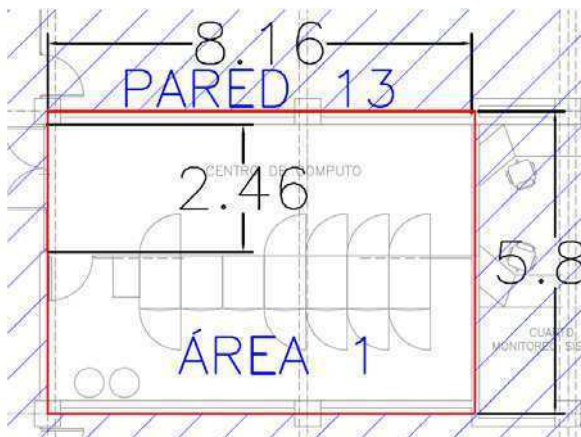


Figura 17: Vista de planta de la pared 13.

4.2.1.4 GANANCIA DE CALOR POR RADIACIÓN A TRAVÉS DE LOS VIDRIOS EXTERNOS.

Al igual que en los ítem anteriores se calculó la ganancia de calor por radiación para el vidrio 1, perteneciente a la pared 1 (Ver figura 16) .A través de la formula

$$Q = FGCS \times A \times CS \times FCE$$

Donde el valor de $FGCS$ se obtuvo de la tabla 6 para el 21 de enero a las 4PM Latitud 8°S ,cabe indicar que esta tabla es para el hemisferio norte , es por eso que para lograr una selección adecuada del $FGCS$,se debe tener en cuenta lo indicado en la tabla 16.

De tabla 6: $FGCS = 71.0 \frac{BTU}{h-ft^2}$

De tablas:

$CS = 0.64$, para vidrio sencillo claro con persianas venecianas con sombra interior media (Ver tabla 8)



$FCE = 0.73$, Para una construcción media ,pared exterior de 4 in , ubicación geográfica de pared SW (Ver tablas 9)

$$\rightarrow Q_R = 71.0 \times 76.9 \times 0.64 \times 0.73$$

$$\rightarrow Q_R = 2,549.35 \text{ BTU/h}$$

4.2.1.5 GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE LAS LUMINARIAS.

Este calor de determino usando la *ecuación 4*, mencionada en el ítem 2.2.2.1 .El valor de $FB = 1.25$,debido a que es alumbrado fluorescente y $FCE= 1.0$ pues el sistema de aire acondicionado solo trabaja durante la hora de ocupación.

Los tipos y cantidades de luminarias con sus respectivas potencias nominales se obtuvieron de los planos de arquitectura.

Por ejemplo para la *Luminaria suspendida directa /indirecta, con rejillas ,2 lámparas fluorescentes T5 de 54 W ,balastre electrónico ,Marca : LITHONIA LIGHTING ,Norma UL* , se tiene:

$$Q = 3.4 \times W \times FB \times FCE$$

$$Q = 190 \times (3.4 \times 54 \times 1.25 \times 1.0)$$

$$Q_{Lum} = 43,733.25 \text{ BTU/h}$$

4.2.1.6 GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE LAS PERSONAS.

El Call Center se diseñó para albergar a un total de 600 personas distribuidas equitativamente en los pisos 1 y 2. Los resultados utilizando las ecuaciones 5 y 6 se muestran en la figura 18.



4. TRANSFERENCIA DE CALOR POR PERSONAS.						
CALOR SENSIBLE Y LATENTE				RESULTADOS		
Tipo Actividad	N° Personas	Latente por Persona	Sensible por Persona	Factor de carga de enfriamiento para personas (FCE)	Calor Latente	Calor Sensible
		Btu/h	Btu/h		Btu/h	Btu/h
Sentados ,trabajo ligero	300	196	251	1	58,905.00	75,168.00
Otros	0	0	0	0	0.00	0.00
				TOTALES Q Personas =	58,905.00	75,168.00
				TR	4.91	6.26

Figura 18: Ganancia de calor por personas para .el 1er piso.

4.2.1.7 GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE LAS EQUIPOS.

Las potencias de cada equipo fueron determinadas por la *tabla 11* .En la figura 19 se muestran los resultados.

5. TRANSFERENCIA DE CALOR POR EQUIPOS.				
CALOR SENSIBLE				
Nombre de Equipo	Cantidad	Potencia (W)	% que origina calor	Calor (Btu/hr)
Computadora	294	200	0.9	180,457.20
TV 21" ,Color	2	200	0.9	1,227.60
Horno microonda	2	1200	0.9	7,365.60
Fotocopiadora comercial	4	900	0.9	11,048.40
Impresora	4	150	0.9	1,841.40
TOTALES Q Equipos =				201,940.20
				TR
				16.83

Figura 19: Ganancia de calor por equipos para .el 1er nivel.

4.2.1.8 TRANSFERENCIA DE CALOR A LOS ALREDEDORES.

Usando las *ecuaciones 7 y 8* , se obtuvo que el factor de corrección fue de 0.87 ,es decir las ganancias de calor sensible debidas a la conducción ,radiación solar ,alumbrado, personas y equipos se deben de multiplicar por 0.87 ,cada una de ellas o simplemente multiplicar este factor de corrección al calor sensible total del recinto. Finalmente este valor indica que las cargas antes mencionadas sufrirán una reducción del 13 %.



TRANSFERENCIA DE CALOR A LOS ALREDEDORES.						
FACTOR PARA CORREGIR LA GANANCIA DE CALOR SENSIBLE DE RECINTO						
Aw	Ag	Uw	Ug	L	K	Fc
5,453.16	2,361.24	0.42	1.04	753.90	6.30	0.87

4.2.2 GANANCIA DE CALOR POR VENTILACIÓN.

Usando las ecuaciones:

$$Q_S = 1.1 \times CFM \times CT$$

$$Q_L = 0.68 \times CFM \times (w'_e - w'_i)$$

Y considerando que el tipo del recinto es para oficinas (Ver *tabla 12*), se obtuvo el siguiente resultado.

6. TRANSFERENCIA DE CALOR POR VENTILACIÓN.								
CALOR SENSIBLE Y LATENTE							RESULTADOS	
Tipo Recinto	N° Personas	Ventilación por Persona	Variación de T°	Humedad Exterior	Humedad Interior	Relación de Humedad Exterior e	Calor Latente	Calor Sensible
		CFM	°F	g de agua / lb aire seco			Btu/h	Btu/h
Espacio de oficinas en general	300	20	14	141	62	79	322,320.00	94,644.00
Otros	0	0	0	0	0	0	0.00	0.00
TOTALES Q Personas =							322,320.00	94,644.00
TR							26.86	7.89

Figura 20: Ganancia de calor por ventilación para el 1er nivel.



5.- RESULTADOS.

A continuación se muestran los resultados obtenidos por piso, para los meses de enero y febrero.

5.1 CARGA TÉRMICA DEL 1^{ER} PISO.

ENERO.

Se presenta un resumen de la carga térmica obtenida para el mes de enero, la cual fue de 84.54 TR .

CUADRO RESUMEN:				
Condiciones de diseño				
Fecha:	Enero	Hora	4:00 p.m	
Latitud	8° 03' 13"	Longitud	79° 03' 50"	
TBS Ext (Sin corregir) = 89 °F	BS (°F)	BH (°F)	HR %	Agua g/lb
Exterior	88		79.2	141
Interior	74		50	62
Resultado parcial : GANACIA DE CALOR AL RECINTO				
TOTAL Q SENCIBLE			497,212.57	41.43
1 BTU/H =	12000 TR	BTU/h	TR	
1. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE PARES, TECHOS Y VIDRIOS AL EXTERIOR.			134,548	11.21
2. TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN A TRAVÉS DE VIDRIOS AL EXTERIOR.			106,383	8.87
3. TRANSFERENCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN.			50,792	4.23
4. TRANSFERENCIA DE CALOR POR PERSONAS.			75,168	6.26
5. TRANSFERENCIA DE CALOR POR EQUIPOS.			201,940	16.83
TOTAL Q LATENTE			58,905.00	4.91
1 BTU/H =	12000 TR	BTU/h	TR	
1. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE PARES, TECHOS Y VIDRIOS AL EXTERIOR.			0	0.00
2. TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN A TRAVÉS DE VIDRIOS AL EXTERIOR.			0	0.00
3. TRANSFERENCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN.			0	0.00
4. TRANSFERENCIA DE CALOR POR PERSONAS.			58,905	4.91
5. TRANSFERENCIA DE CALOR POR EQUIPOS.			0	0.00
Resultado final : CARGA DE ENFRIAMIENTO O REFRIGERACIÓN				
TOTAL Q SENCIBLE			626,661.45	52.22
6. TRANSFERENCIA DE CALOR POR VENTILACIÓN.			94,644	7.89
Q DESP DE VENTILADORES (5 % Q SENSIBLE RECINTO)			24,861	2.07
Q DESP DE BOMBAS (2 % Q SENSIBLE RECINTO)			9,944.25	0.83
TOTAL Q LATENTE			381,225.00	31.77
6. TRANSFERENCIA DE CALOR POR VENTILACIÓN.			322,320	26.86
Q "TOTAL" = Q SENSIBLE + Q LATENTE			1,007,886	83.99 TR
CARGA TERMICA REQUERIDA				



Figura 21: Hoja resumen de la carga térmica requerida en el piso 1, carga calculada para el mes de enero.

1. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE PARES, TECHOS Y VIDRIOS AL EXTERIOR.								
CALOR SENSIBLE								
Nombre del ambiente	Pared (Exterior),Techo , Piso		Área		Orientación N, S, E, W, NE, NW, SW, SE	DTCE e	Coeficiente de transferencia de calor U	RESULTADO
	Tipo	Color	(m2)	(ft2)				Calor Conducción Qc
Ambiente 1	Pared 1	Exterior	26.4	284.1	SW	15.34	0.42	1,808.59
	Pared 2	Exterior	16.9	182.3	NW	31.34	0.42	2,371.05
	Pared 3	Exterior	130.6	1,406.1	SW	15.34	0.42	8,951.34
	Pared 4	Exterior	67.7	729.1	NW	31.34	0.42	9,482.80
	Pared 5	Exterior	174.4	1,877.6	NE	42.34	0.42	32,992.11
	Pared 6	Exterior	14.5	156.1	SE	25.34	0.42	1,641.94
	Pared 7	Interna	23.3	250.4	SW	9.34	0.42	970.60
	Pared 8	Exterior	29.6	318.7	SE	25.34	0.42	3,351.80
	Pared 9	Interna	26.9	289.9	SW	9.34	0.42	1,123.74
	Pared 10	Exterior	29.9	321.6	SE	25.34	0.42	3,382.47
	Pared 11	Exterior	16.5	177.4	SW	15.34	0.42	1,129.41
	Pared 12	Interna	38.3	411.7	SE	9.34	0.42	1,595.93
	Pared 13	Interna	27.3	294.2	SW	9.34	0.42	1,140.51
	Pared 14	Interna	19.5	209.5	NW	9.34	0.42	812.06
	Pared 15	Interna	27.3	294.2	NE	9.34	0.42	1,140.51
	Pared 16	Interna	14.3	153.9	SE	9.34	0.42	596.52
	Pared 17	Interna	46.5	500.5	SW	9.34	0.42	1,939.99
	Pared 18	Interna	8.4	90.1	NW	9.34	0.42	349.19
	Pared 19	Interna	46.5	500.5	NE	9.34	0.42	1,939.99
	Pared 20	Interna	10.2	110.0	SE	9.34	0.42	426.29
	Pared 21	Interna	33.8	364.1	SW	9.34	0.42	1,411.20
	Pared 22	Interna	15.1	162.6	NW	9.34	0.42	630.36
	Pared 23	Interna	36.6	394.1	NE	9.34	0.42	1,527.67
	Pared 24	Interna	15.1	162.6	SE	9.34	0.42	630.36
	Pared 25	Interna	26.6	285.9	SW	9.34	0.42	1,108.37
	Pared 26	Interna	13.1	140.5	NW	9.34	0.42	544.49
	Pared 27	Interna	22.1	238.3	NE	9.34	0.42	923.50
	Pared 28	Interna	15.1	162.6	SE	9.34	0.42	630.36
	Vidrio P1	Exterior	7.1	76.9	SW	21.34	1.04	1,705.67
	Vidrio P2	Exterior	24.6	264.5	NW	21.34	1.04	5,869.53
	Vidrio P3	Exterior	69.9	752.0	SW	21.34	1.04	16,690.52
	Vidrio P4	Exterior	11.6	124.8	NW	21.34	1.04	2,769.21
	Vidrio P5	Exterior	76.2	820.3	NE	21.34	1.04	18,205.56
	Vidrio P6	Exterior	0.0	0.0	SE	21.34	1.04	0.00
	Vidrio P7	Exterior	3.6	38.4	SW	21.34	1.04	852.84
	Vidrio P8	Exterior	5.2	56.3	SE	21.34	1.04	1,249.16
	Vidrio P9	Exterior	0.0	0.0	SW	21.34	1.04	0.00
	Vidrio P10	Exterior	0.0	0.0	SE	21.34	1.04	0.00
	Vidrio P11	Exterior	0.0	0.0	SW	21.34	1.04	0.00
	Vidrio P12	Exterior	3.3	35.0	SE	21.34	1.04	777.59
	Vidrio P13	Interna	5.2	55.6	SE	9.34	1.04	540.14
	Vidrio P14	Interna	1.8	19.9	NW	9.34	1.04	193.22
	Vidrio P15	Interna	4.4	47.7	SW	9.34	1.04	463.29
	Vidrio P16	Interna	2.1	22.2	NW	9.34	1.04	215.18
	Vidrio P17	Interna	4.4	47.7	NE	9.34	1.04	463.29
TOTALES Q conducción =						134,548.35		11.21



Ingeniería Mecánica de fluidos

2. TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN A TRAVÉS DE VIDRIOS AL EXTERIOR.

CALOR SENSIBLE									
					FGCS : Factor de ganancia máxima de calor solar			RESULTADO	
	Nombre	Area		Orientación N, S, E, W, NE, NW, SW, SE	FGCS (Tabla)	FGCS	Coeficiente de Sombreado CS	Factor de carga de enfriamiento para el vidrio FCE	Calor Radiación (Btu/h)
Ambiente		m2	pie2		BTU/h-ft2				
	Vidrio 1	7.1	76.9	SW	71.0	71.0	0.64	0.73	2,549.35
	Vidrio 2	24.6	264.5	NW	242.0	242.0	0.64	0.81	33,178.41
	Vidrio 3	69.9	752.0	SW	71.0	71.0	0.64	0.73	24,946.14
	Vidrio 4	11.6	124.8	NW	242.0	242.0	0.64	0.81	15,653.40
	Vidrio 5	76.2	820.3	NE	242.0	242.0	0.64	0.22	27,950.81
	Vidrio 6	0.0	0.0	SE	71.0	71.0	0.64	0.20	0.00
	Vidrio 7	3.6	38.4	SW	71.0	71.0	0.64	0.73	1,274.68
	Vidrio 8	5.2	56.3	SE	71.0	71.0	0.64	0.20	511.51
	Vidrio 9	0.0	0.0	SW	71.0	71.0	0.64	0.73	0.00
	Vidrio 10	0.0	0.0	SE	71.0	71.0	0.64	0.20	0.00
	Vidrio 11	0.0	0.0	SW	71.0	71.0	0.64	0.73	0.00
	Vidrio 12	3.3	35.0	SE	71.0	71.0	0.64	0.20	318.41
TOTALES Q radiación =									106,382.71
									TR 8.87

3. TRANSFERENCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN.

CALOR SENSIBLE					RESULTADO	
TIPO	Cantidad	Potencia Nominal W	Factor de Balastre (FB)	Factor de carga de enfriamiento para el alumbrado (FCE)	Calor por Iluminación (Btu/hr)	
Luminaria suspendida directa /indirecta , con rejillas ,2 lamparas fluorescentes T5 de 54 W ,balastre electrónico ,Marca : LITHONIA LIGHTING ,Norma UL	190	54.00	1.25	1.0	43,733.25	
Luminaria de suspender directa /indirecta , largo =8',2 lamparas fluorescentes T5 de 54 W color blanco ,balastre electrónico ,Marca : PEERLESS ,Norma UL	2	54.00	1.25	1.0	460.35	
Luminaria de empotrar,tipo DOWNLIGHT,2 lamparas ahorradora de 42 W color blanco ,balastre electrónico ,LITHONIA LIGHTING ,Norma UL	24	42.00	1.25	1.0	4,296.60	
Luminaria suspendida,con rejillas ,1 lamparas fluorescentes T5 de 54 W ,balastre electrónico ,Marca : LITHONIA LIGHTING ,Norma UL	10	54.00	1.25	1.0	2,301.75	
Otros	0	0	0	1.0	0.00	TR
TOTALES Q Iluminación =					50,791.95	4.23
Balastres de las unidades fluorescentes:		FB				
Alumbrado fluorescente		1.25				
Alumbrado incandescente		1				



4. TRANSFERENCIA DE CALOR POR PERSONAS.

CALOR SENSIBLE Y LATENTE					RESULTADOS	
Tipo Actividad	N° Personas	Latente por Persona	Sensible por Persona	Factor de carga de enfriamiento para personas (FCE)	Calor Latente	Calor Sensible
		Btu/h	Btu/h		Btu/h	Btu/h
Sentados ,trabajo ligero	300	196	251	1	58,905.00	75,168.00
Otros	0	0	0	0	0.00	0.00
TOTALES Q Personas =					58,905.00	75,168.00
TR					4.91	6.26

5. TRANSFERENCIA DE CALOR POR EQUIPOS.

CALOR SENSIBLE				
Nombre de Equipo	Cantidad	Potencia (W)	% que origina calor	Calor (Btu/hr)
Computadora	294	200	0.9	180,457.20
TV 21" ,Color	2	200	0.9	1,227.60
Horno microonda	2	1200	0.9	7,365.60
Fotocopiadora comercial	4	900	0.9	11,048.40
Impresora	4	150	0.9	1,841.40
TOTALES Q Equipos =				201,940.20
				TR 16.83

TRANSFERENCIA DE CALOR A LOS ALREDEDORES.

FACTOR PARA CORREGIR LA GANANCIA DE CALOR SENSIBLE DE RECINTO					
Aw	Ag	Uw	Ug	L	K
5,453.16	2,361.24	0.42	1.04	753.90	6.30
					Fc 0.87

CUADRO RESUMEN 1: GANANCIA DE CALOR DEL RECINTO

				TONELADAS DE REFRIGERACIÓN	
TOTAL Q SENSIBLE =	497,212.57	BTU/h		41.43	TR
TOTAL Q LATENTE =	58,905.00	BTU/h		4.91	TR
CARGA TERMICA "TOTAL" =	556,118	BTU/h		46.34	TR

6. TRANSFERENCIA DE CALOR POR VENTILACIÓN.

CALOR SENSIBLE Y LATENTE							RESULTADOS	
Tipo Recinto	N° Personas	Ventilación por Persona	Variación de T°	Humedad Exterior	Humedad Interior	Relación de Humedad Exterior e	Calor Latente	Calor Sensible
		CFM	°F	g de agua / lb aire seco			Btu/h	Btu/h
Espacio de oficinas en general	300	20	14	141	62	79	322,320.00	94,644.00
Otros	0	0	0	0	0	0	0.00	0.00
TOTALES Q Personas =							322,320.00	94,644.00
TR							26.86	7.89

Figura 22: Se muestran los calores latentes y sensibles requeridos para el 1^{er} piso en el mes de enero.

FEBRERO.

CUADRO RESUMEN:				
Condiciones de diseño				
Fecha:	Febrero	Hora	4:00 p.m	
Latitud	8° 03' 13"	Longitud	79° 03' 50"	
TBS Ext (Sin corregir) = 89 °F	BS (°F)	BH (°F)	HR %	Agua g/lb
Exterior	87.98		79.2	141
Interior	74		50	62
Resultado parcial : GANACIA DE CALOR AL RECINTO				
TOTAL Q SENCIBLE			495,948.47	41.33
1 BTU/H =	12000 TR		BTU/h	TR
1. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE PARES, TECHOS Y VIDRIOS AL EXTERIOR.			133,102	11.09
2. TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN A TRAVÉS DE VIDRIOS AL EXTERIOR.			106,383	8.87
3. TRANSFERENCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN.			50,792	4.23
4. TRANSFERENCIA DE CALOR POR PERSONAS.			75,168	6.26
5. TRANSFERENCIA DE CALOR POR EQUIPOS.			201,940	16.83
TOTAL Q LATENTE			58,905.00	4.91
1 BTU/H =	12000 TR		BTU/h	TR
1. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE PARES, TECHOS Y VIDRIOS AL EXTERIOR.			0	0.00
2. TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN A TRAVÉS DE VIDRIOS AL EXTERIOR.			0	0.00
3. TRANSFERENCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN.			0	0.00
4. TRANSFERENCIA DE CALOR POR PERSONAS.			58,905	4.91
5. TRANSFERENCIA DE CALOR POR EQUIPOS.			0	0.00
Resultado final : CARGA DE ENFRIAMIENTO O REFRIGERACIÓN				
TOTAL Q SENCIBLE			622,932.86	51.91
6. TRANSFERENCIA DE CALOR POR VENTILACIÓN.			92,268	7.69
Q DESP DE VENTILADORES (5 % Q SENSIBLE RECINTO)			24,797	2.07
Q DESP DE BOMBAS (2 % Q SENSIBLE RECINTO)			9,918.97	0.83
TOTAL Q LATENTE			381,225.00	31.77
6. TRANSFERENCIA DE CALOR POR VENTILACIÓN.			322,320	26.86
Q "TOTAL" = Q SENSIBLE + Q LATENTE			1,004,158	83.68 TR
CARGA TERMICA REQUERIDA				

Figura 23: Hoja resumen de la carga térmica requerida en el piso 1^{er}. datos calculados para el mes de febrero.



1. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE PARES, TECHOS Y VIDRIOS AL EXTERIOR.

CALOR SENSIBLE							RESULTADO	
Nombre del ambiente	Pared (Exterior),Techo , Piso		Área		Orientación N, S, E, W, NE, NW, SW, SE	DTCE e	Coefficiente de transferencia de calor U	Calor Conducción Qc
	Tipo	Color	(m2)	(ft2)		°F	BTU/h-ft2-°F	BTU/h
Ambiente 1	Pared 1	Exterior	26.4	284.1	SW	17.98	0.42	2,119.85
	Pared 2	Exterior	16.9	182.3	NW	28.98	0.42	2,192.50
	Pared 3	Exterior	130.6	1,406.1	SW	17.98	0.42	10,491.86
	Pared 4	Exterior	67.7	729.1	NW	28.98	0.42	8,768.72
	Pared 5	Exterior	174.4	1,877.6	NE	39.98	0.42	31,153.16
	Pared 6	Exterior	14.5	156.1	SE	27.98	0.42	1,813.00
	Pared 7	Interna	23.3	250.4	SW	8.98	0.42	933.19
	Pared 8	Exterior	29.6	318.7	SE	27.98	0.42	3,701.00
	Pared 9	Interna	26.9	289.9	SW	8.98	0.42	1,080.43
	Pared 10	Exterior	29.9	321.6	SE	27.98	0.42	3,734.87
	Pared 11	Exterior	16.5	177.4	SW	17.98	0.42	1,323.79
	Pared 12	Interna	38.3	411.7	SE	8.98	0.42	1,534.42
	Pared 13	Interna	27.3	294.2	SW	8.98	0.42	1,096.55
	Pared 14	Interna	19.5	209.5	NW	8.98	0.42	780.76
	Pared 15	Interna	27.3	294.2	NE	8.98	0.42	1,096.55
	Pared 16	Interna	14.3	153.9	SE	8.98	0.42	573.53
	Pared 17	Interna	46.5	500.5	SW	8.98	0.42	1,865.21
	Pared 18	Interna	8.4	90.1	NW	8.98	0.42	335.73
	Pared 19	Interna	46.5	500.5	NE	8.98	0.42	1,865.21
	Pared 20	Interna	10.2	110.0	SE	8.98	0.42	409.86
	Pared 21	Interna	33.8	364.1	SW	8.98	0.42	1,356.81
	Pared 22	Interna	15.1	162.6	NW	8.98	0.42	606.06
	Pared 23	Interna	36.6	394.1	NE	8.98	0.42	1,468.79
	Pared 24	Interna	15.1	162.6	SE	8.98	0.42	606.06
	Pared 25	Interna	26.6	285.9	SW	8.98	0.42	1,065.64
	Pared 26	Interna	13.1	140.5	NW	8.98	0.42	523.51
	Pared 27	Interna	22.1	238.3	NE	8.98	0.42	887.90
	Pared 28	Interna	15.1	162.6	SE	8.98	0.42	606.06
	Vidrio P1	Exterior	7.1	76.9	SW	20.98	1.04	1,676.90
	Vidrio P2	Exterior	24.6	264.5	NW	20.98	1.04	5,770.51
	Vidrio P3	Exterior	69.9	752.0	SW	20.98	1.04	16,408.96
	Vidrio P4	Exterior	11.6	124.8	NW	20.98	1.04	2,722.50
	Vidrio P5	Exterior	76.2	820.3	NE	20.98	1.04	17,898.44
	Vidrio P6	Exterior	0.0	0.0	SE	20.98	1.04	0.00
	Vidrio P7	Exterior	3.6	38.4	SW	20.98	1.04	838.45
	Vidrio P8	Exterior	5.2	56.3	SE	20.98	1.04	1,228.08
	Vidrio P9	Exterior	0.0	0.0	SW	20.98	1.04	0.00
	Vidrio P10	Exterior	0.0	0.0	SE	20.98	1.04	0.00
	Vidrio P11	Exterior	0.0	0.0	SW	20.98	1.04	0.00
	Vidrio P12	Exterior	3.3	35.0	SE	20.98	1.04	764.47
	Vidrio P13	Interna	5.2	55.6	SE	8.98	1.04	519.32
	Vidrio P14	Interna	1.8	19.9	NW	8.98	1.04	185.77
	Vidrio P15	Interna	4.4	47.7	SW	8.98	1.04	445.43
	Vidrio P16	Interna	2.1	22.2	NW	8.98	1.04	206.88
	Vidrio P17	Interna	4.4	47.7	NE	8.98	1.04	445.43
TOTALES Q conducción =						133,102.16		TR
								11.09



Ingeniería Mecánica de fluidos

2. TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN A TRAVÉS DE VIDRIOS AL EXTERIOR.

CALOR SENSIBLE									
					FGCS : Factor de ganancia máxima de calor solar				RESULTADO
	Nombre	Area		Orientación N, S, E, W, NE, NW, SW, SE	FGCS (Tabla)	FGCS	Coefficiente de Sombreado CS	Factor de carga de enfriamiento para el vidrio FCE	Calor Radiación (Btu/h)
Ambiente		m2	pie2		BTU/h-ft2				
	Vidrio 1	7.1	76.9	SW	71.0	71.0	0.64	0.73	2,549.35
	Vidrio 2	24.6	264.5	NW	242.0	242.0	0.64	0.81	33,178.41
	Vidrio 3	69.9	752.0	SW	71.0	71.0	0.64	0.73	24,946.14
	Vidrio 4	11.6	124.8	NW	242.0	242.0	0.64	0.81	15,653.40
	Vidrio 5	76.2	820.3	NE	242.0	242.0	0.64	0.22	27,950.81
	Vidrio 6	0.0	0.0	SE	71.0	71.0	0.64	0.20	0.00
	Vidrio 7	3.6	38.4	SW	71.0	71.0	0.64	0.73	1,274.68
	Vidrio 8	5.2	56.3	SE	71.0	71.0	0.64	0.20	511.51
	Vidrio 9	0.0	0.0	SW	71.0	71.0	0.64	0.73	0.00
	Vidrio 10	0.0	0.0	SE	71.0	71.0	0.64	0.20	0.00
	Vidrio 11	0.0	0.0	SW	71.0	71.0	0.64	0.73	0.00
	Vidrio 12	3.3	35.0	SE	71.0	71.0	0.64	0.20	318.41
TOTALES Q radiación =									106,382.71
									TR 8.87

3. TRANSFERENCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN.

CALOR SENSIBLE					RESULTADO
TIPO	Cantidad	Potencia Nominal	Factor de Balastre (FB)	Factor de carga de enfriamiento para el alumbrado (FCE)	Calor por Iluminación (Btu/hr)
		W			
Luminaria suspendida directa /indirecta ,con rejillas ,2 lamparas fluorescentes T5 de 54 W ,balastre electrónico ,Marca : LITHONIA LIGHTING ,Norma UL	190	54.00	1.25	1.0	43,733.25
Luminaria de suspender directa /indirecta ,largo =8' ,2 lamparas fluorescentes T5 de 54 W color blanco ,balastre electrónico ,Marca : PEERLESS ,Norma UL	2	54.00	1.25	1.0	460.35
Luminaria de empotrar,tipo DOWNLIGHT,2 lamparas ahorradora de 42 W color blanco ,balastre electrónico ,LITHONIA LIGHTING ,Norma UL	24	42.00	1.25	1.0	4,296.60
Luminaria suspendida,con rejillas ,1 lamparas fluorescentes T5 de 54 W ,balastre electrónico ,Marca : LITHONIA LIGHTING ,Norma UL	10	54.00	1.25	1.0	2,301.75
Otros	0	0	0	1.0	0.00
TOTALES Q Iluminación =					50,791.95
					TR 4.23
Balastro de las unidades fluorescentes:		FB			
Alumbrado fluorecente		1.25			
Alumbrado incandescente		1			



Ingeniería Mecánica de fluidos

4. TRANSFERENCIA DE CALOR POR PERSONAS.

CALOR SENSIBLE Y LATENTE					RESULTADOS	
Tipo Actividad	N° Personas	Latente por Persona	Sensible por Persona	Factor de carga de enfriamiento para personas (FCE)	Calor Latente	Calor Sensible
		Btu/h	Btu/h		Btu/h	Btu/h
Sentados ,trabajo ligero	300	196	251	1	58,905.00	75,168.00
Otros	0	0	0	0	0.00	0.00
TOTALES Q Personas =					58,905.00	75,168.00
TR					4.91	6.26

5. TRANSFERENCIA DE CALOR POR EQUIPOS.

CALOR SENSIBLE					
Nombre de Equipo	Cantidad	Potencia (W)	% que origina calor	Calor (Btu/hr)	
Computadora	294	200	0.9	180,457.20	
TV 21" ,Color	2	200	0.9	1,227.60	
Horno microonda	2	1200	0.9	7,365.60	
Fotocopiadora	4	900	0.9	11,048.40	
Impresora	4	150	0.9	1,841.40	TR
TOTALES Q Equipos =				201,940.20	16.83

TRANSFERENCIA DE CALOR A LOS ALREDEDORES.

FACTOR PARA CORREGIR LA GANANCIA DE CALOR SENSIBLE DE RECINTO						
Aw	Ag	Uw	Ug	L	K	Fc
5,453.16	2,361.24	0.42	1.04	753.90	6.30	0.87

CUADRO RESUMEN 1: GANANCIA DE CALOR DEL RECINTO

TOTAL Q SENSIBLE =			TONELADAS DE REFRIGERACIÓN		
	495,948.47	BTU/h	41.33	TR	
TOTAL Q LATENTE =					
	58,905.00	BTU/h	4.91	TR	
CARGA TERMICA "TOTAL" =					
	554,853	BTU/h	46.24	TR	

6. TRANSFERENCIA DE CALOR POR VENTILACIÓN.

CALOR SENSIBLE Y LATENTE							RESULTADOS	
Tipo Recinto	N° Personas	Ventilación por Persona	Variación de T°	Humedad Exterior	Humedad Interior	Relación de Humedad Exterior e	Calor Latente	Calor Sensible
		CFM	°F	g de agua / lb aire seco			Btu/h	Btu/h
Espacio de oficinas en general	300	20	14	141	62	79	322,320.00	92,268.00
Otros	0	0	0	0	0	0	0.00	0.00
TOTALES Q Personas =							322,320.00	92,268.00
TR							26.86	7.69

7. OTRAS TRANSFERENCIA DE CALOR .

	BTU/h	TR
Q DESP DE VENTILADORES (5 % Q SENSIBLE RECINTO)	24,797	2.07
Q DESP DE BOMBAS (2 % Q SENSIBLE RECINTO)	9,918.97	0.83

CUADRO RESUMEN 2: CARGA DE ENFRIAMIENTO O REFRIGERACIÓN

TOTAL Q SENSIBLE =			TONELADAS DE REFRIGERACIÓN		
	588,216.47	BTU/h	49.02	TR	
TOTAL Q LATENTE =					
	381,225.00	BTU/h	31.77	TR	
CARGA TERMICA "TOTAL" =					
	969,441	BTU/h	80.79	TR	

Figura 24: Se muestra los calores latentes y sensibles requeridos para el 1^{er} piso en el mes de febrero.



5.2 CARGA TÉRMICA DEL 2^{do} PISO.

ENERO

Se presenta un resumen de la carga térmica obtenida para el mes de enero, la cual fue de 81.50 TR.

CUADRO RESUMEN:				
Condiciones de diseño				
Fecha:	Enero	Hora	4:00 p.m	
Latitud	8° 03' 13"	Longitud	79° 03' 50"	
TBS Ext (Sin corregir) = 89 °F	BS (°F)	BH (°F)	HR %	Agua g/lb
Exterior	88.34		71.39	141
Interior	74		50	62
Resultado parcial : GANACIA DE CALOR AL RECINTO				
TOTAL Q SENCIBLE			469,297	39.11
1 BTU/H =	12000 TR	BTU/h	TR	
1. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE PARES, TECHOS Y VIDRIOS AL EXTERIOR.			108,487	9.04
2. TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN A TRAVÉS DE VIDRIOS AL EXTERIOR.			119,432	9.95
3. TRANSFERENCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN.			43,733	3.64
4. TRANSFERENCIA DE CALOR POR PERSONAS.			75,168	6.26
5. TRANSFERENCIA DE CALOR POR EQUIPOS.			201,940	16.83
TOTAL Q LATENTE			58,905.00	4.91
1 BTU/H =	12000 TR	BTU/h	TR	
1. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE PARES, TECHOS Y VIDRIOS AL EXTERIOR.			0	0.00
2. TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN A TRAVÉS DE VIDRIOS AL EXTERIOR.			0	0.00
3. TRANSFERENCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN.			0	0.00
4. TRANSFERENCIA DE CALOR POR PERSONAS.			58,905	4.91
5. TRANSFERENCIA DE CALOR POR EQUIPOS.			0	0.00
Resultado final : CARGA DE ENFRIAMIENTO O REFRIGERACIÓN				
TOTAL Q SENCIBLE			596,792	49.73
6. TRANSFERENCIA DE CALOR POR VENTILACIÓN.			94,644	7.89
Q DESP DE VENTILADORES (5 % Q SENSIBLE)			23,465	1.96
Q DESP DE BOMBAS (2 % Q SENSIBLE)			9,385.95	0.78
TOTAL Q LATENTE			381,225.00	31.77
6. TRANSFERENCIA DE CALOR POR VENTILACIÓN.			322,320	26.86
Q "TOTAL" = Q SENSIBLE + Q LATENTE			978,017	81.50 TR
CARGA TERMICA REQUERIDA				

Figura 25: Hoja resumen de la carga térmica requerida en el piso 2, datos calculados para el mes de enero.



1. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE PARES,TECHOS Y VIDRIOS AL EXTERIOR.									
CALOR SENSIBLE								RESULTADO	
Nombre del ambiente	Pared (Exterior),Techo , Piso		Área		Orientación N, S, E, W, NE, NW, SW, SE	DTCE e	Coeficiente de transferencia de calor U	Calor Conducción Qc	
	Tipo	Color	(m2)	(pie2)		°F	BTU/h-ft2-°F	BTU/h	
Ambiente 1	Pared 1	Exterior	50.2	540.5	SW	15.34	0.30	2,504.08	
	Pared 2	Exterior	22.9	246.7	NW	31.34	0.30	2,335.12	
	Pared 3	Exterior	127.6	1,373.0	SW	15.34	0.30	6,360.70	
	Pared 4	Exterior	67.7	729.1	NW	31.34	0.30	6,900.74	
	Pared 5	Exterior	121.7	1,310.0	NE	42.34	0.30	16,751.10	
	Pared 6	Exterior	121.0	1,302.5	SE	25.34	0.30	9,967.27	
	Pared 7	Interna	7.8	84.4	SW	9.34	0.30	238.00	
	Pared 8	Interna	9.8	105.7	NW	9.34	0.30	298.01	
	Pared 9	Interna	8.3	89.4	SW	9.34	0.30	252.24	
	Pared 10	Interna	7.5	81.1	NW	9.34	0.30	228.68	
	Pared 11	Interna	14.4	154.6	NE	9.34	0.30	436.17	
	Pared 12	Interna	19.5	209.5	SE	9.34	0.30	590.94	
	Pared 13	Interna	32.2	346.4	SW	9.34	0.30	977.17	
	Pared 14	Interna	15.1	162.6	NW	9.34	0.30	458.72	
	Pared 15	Interna	36.6	394.1	NE	9.34	0.30	1,111.70	
	Pared 16	Interna	15.1	162.6	SE	9.34	0.30	458.72	
	Pared 17	Interna	26.6	285.9	SW	9.34	0.30	806.57	
	Pared 18	Interna	13.1	141.4	NW	9.34	0.30	398.78	
	Pared 19	Interna	22.1	238.3	NE	9.34	0.30	672.04	
	Pared 20	Interna	15.1	162.6	SE	9.34	0.30	458.72	
	Vidrio 1	Exterior	0.0	0.0	SW	7.34	1.04	0.00	
	Vidrio 2	Exterior	16.0	172.2	NW	21.34	1.04	3,822.72	
	Vidrio 3	Exterior	72.8	783.7	SW	21.34	1.04	17,392.86	
	Vidrio 4	Exterior	11.5	123.4	NW	21.34	1.04	2,739.11	
	Vidrio 5	Exterior	129.0	1,388.1	NE	21.34	1.04	30,807.48	
	Vidrio 6	Exterior	0.0	0.0	SE	21.34	1.04	0.00	
	Vidrio 7	Interna	0.0	0.0	SW	9.34	1.04	0.00	
	Vidrio 8	Interna	0.0	0.0	NW	9.34	1.04	0.00	
	Vidrio 9	Interna	0.0	0.0	SW	9.34	1.04	0.00	
	Vidrio 10	Interna	1.8	19.9	NW	9.34	1.04	193.22	
	Vidrio 11	Interna	1.8	19.9	NE	9.34	1.04	193.22	
	Vidrio 12	Interna	0.0	0.0	SE	9.34	1.04	0.00	
	Vidrio 13	Interna	4.4	47.7	SW	9.34	1.04	463.29	
	Vidrio 14	Interna	0.0	0.0	NW	9.34	1.04	0.00	
	Vidrio 15	Interna	0.0	0.0	NE	9.34	1.04	0.00	
	Vidrio 16	Interna	0.0	0.0	SE	9.34	1.04	0.00	
	Vidrio 17	Interna	0.0	0.0	SW	9.34	1.04	0.00	
	Vidrio 18	Interna	2.0	21.2	NW	9.34	1.04	206.39	
	Vidrio 19	Interna	4.4	47.7	NE	9.34	1.04	463.29	
						TOTALES Q conducción =		108,487.08	TR
									9.04



Ingeniería Mecánica de fluidos

2. TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN A TRAVÉS DE VIDRIOS AL EXTERIOR.

CALOR SENSIBLE					FGCS : Factor de ganancia maxima de calor solar				
	Nombre	Area		Orientación N, S, E, W, NE, NW, SW, SE	FGCS (Tabla)	FGCS	Coefficiente de Sombreado CS	Factor de carga de enfriamiento para el vidrio FCE	RESULTADO Calor Radiación (Btu/h)
Ambiente		m2	pie2		BTU/h-ft2				
	Vidrio 1	0.0	0.0	SW	71.0	71.0	0.64	0.73	0.00
	Vidrio 2	16.0	172.2	NW	242.0	242.0	0.64	0.81	21,608.50
	Vidrio 3	72.8	783.7	SW	71.0	71.0	0.64	0.73	25,995.87
	Vidrio 4	11.5	123.4	NW	242.0	242.0	0.64	0.81	15,483.26
	Vidrio 5	129.0	1,388.1	NE	242.0	242.0	0.64	0.22	47,298.40
	Vidrio 6	0.0	0.0	SE	71.0	71.0	0.64	0.20	0.00
	Vidrio 7	0.0	0.0	SW	71.0	71.0	0.64	0.73	0.00
	Vidrio 8	0.0	0.0	NW	242.0	242.0	0.64	0.81	0.00
	Vidrio 9	0.0	0.0	SW	71.0	71.0	0.64	0.73	0.00
	Vidrio 10	1.8	19.9	NW	242.0	242.0	0.64	0.81	2,495.47
	Vidrio 11	1.8	19.9	NE	242.0	242.0	0.64	0.22	677.78
	Vidrio 12	0.0	0.0	SE	71.0	71.0	0.64	0.20	0.00
	Vidrio 13	4.4	47.7	SW	71.0	71.0	0.64	0.73	1,582.10
	Vidrio 14	0.0	0.0	NW	242.0	242.0	0.64	0.81	0.00
	Vidrio 15	0.0	0.0	NE	242.0	242.0	0.64	0.22	0.00
	Vidrio 16	0.0	0.0	SE	71.0	71.0	0.64	0.20	0.00
	Vidrio 17	0.0	0.0	SW	71.0	71.0	0.64	0.73	0.00
	Vidrio 18	2.0	21.2	NW	242.0	242.0	0.64	0.81	2,665.62
	Vidrio 19	4.4	47.7	NE	242.0	242.0	0.64	0.22	1,625.14

3. TRANSFERENCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN.

CALOR SENSIBLE					RESULTADO
TIPO	Cantidad	Potencia Nominal	Factor de Balastre (FB)	Factor de carga de enfriamiento para el alumbrado (FCE)	Calor por Iluminación (Btu/hr)
		W			
Luminaria suspendida directa /indirecta ,con rejillas ,2 lamparas fluorescentes T5 de 54 W ,balastre electrónico ,Marca : LITHONIA LIGHTING ,Norma UL	246	54.00	1.25	1.0	56,623.05
Otros	0	0	0	1.0	0.00
TOTALES Q Iluminación =					56,623.05
Balasta de las unidades fluorescentes:		FB			
Alumbrado fluorescente		1.25			
Alumbrado incandescente		1			

4. TRANSFERENCIA DE CALOR POR PERSONAS.

CALOR SENSIBLE Y LATENTE					RESULTADOS	
Tipo Actividad	N° Personas	Latente por Persona	Sensible por Persona	Factor de carga de enfriamiento para personas (FCE)	Calor Latente	Calor Sensible
		Btu/hr	Btu/hr		Btu/hr	Btu/hr
Sentados ,trabajo ligero	300	196	251	1	58,905.00	75,168.00
Otros	0	0	0	0	0.00	0.00
TOTALES Q Personas =					58,905.00	75,168.00
TR					4.91	6.26

5. TRANSFERENCIA DE CALOR POR EQUIPOS.

CALOR SENSIBLE					
Nombre de Equipo	Cantidad	Potencia (W)	% que origina calor	Calor (Btu/hr)	
Computadora	294	200	0.9	180,457.20	
TV 21" ,Color	2	200	0.9	1,227.60	
Horno microonda	2	1200	0.9	7,365.60	
Fotocopiadora	4	900	0.9	11,048.40	
Impresora	4	150	0.9	1,841.40	TR
		TOTALES Q Equipos =		201,940.20	16.83



Ingeniería Mecánica de fluidos

TRANSFERENCIA DE CALOR A LOS ALREDEDORES.

FACTOR PARA CORREGIR LA GANANCIA DE CALOR SENSIBLE DE RECINTO						
Aw	Ag	Uw	Ug	L	K	Fc
5,501.85	2,467.48	0.42	1.04	673.59	7.24	0.86

CUADRO RESUMEN 1:

GANANCIA DE CALOR DEL RECINTO

TONELADAS DE REFRIGERACIÓN

TOTAL Q SENSIBLE =	469,297.39	BTU/h	39.11	TR
TOTAL Q LATENTE =	58,905.00	BTU/h	4.91	TR
CARGA TERMICA "TOTAL" =	528,202	BTU/h	44.02	TR

6. TRANSFERENCIA DE CALOR POR VENTILACIÓN.

CALOR SENSIBLE Y LATENTE							RESULTADOS	
Tipo Recinto	N° Personas	Ventilación por Persona	Variación de T°	Humedad Exterior	Humedad Interior	Relación de Humedad Exterior	Calor Latente	Calor Sensible
		CFM	°F	g de agua / lb aire seco			Btu/hr	Btu/hr
Espacio de oficinas en general	300	20	14	141	62	79	322,320.00	94,644.00
Otros	0	0	0	0	0	0	0.00	0.00
TOTALES Q Personas =							322,320.00	94,644.00
							26.86	7.887

7. OTRAS TRANSFERENCIA DE CALOR .

	BTU/h	TR
Q DESP DE VENTILADORES (5 % Q SENSIBLE RECINTO)	23,465	1.96
Q DESP DE BOMBAS (2 % Q SENSIBLE RECINTO)	9,385.95	0.78

CUADRO RESUMEN 2:

CARGA DE ENFRIAMIENTO O REFRIGERACIÓN

TONELADAS DE REFRIGERACIÓN

TOTAL Q SENSIBLE =	596,792.21	BTU/h	49.73	TR
TOTAL Q LATENTE =	381,225.00	BTU/h	31.77	TR
CARGA TERMICA "TOTAL" =	978,017	BTU/h	81.50	TR

Figura 26: Se muestra los calores latentes y sensibles requeridos para el 2^{er} piso en el mes de enero.

FEBRERO:

Se presenta un resumen de la carga térmica obtenida para el mes de febrero, la cual fue de 80.63 TR.



CUADRO RESUMEN:				
Condiciones de diseño				
Fecha:	Febrero	Hora	4:00 p.m	
Latitud	8° 03' 13"	Longitud	79° 03' 50"	
TBS Ext (Sin corregir) = 89 °F	BS (°F)	BH (°F)	HR %	Agua g/lb
Exterior	87.98		79.2	141
Interior	74		50	62
Resultado parcial : GANACIA DE CALOR AL RECINTO				
TOTAL Q SENCIBLE			461,786	38.48
1 BTU/H =	12000 TR	BTU/h	TR	
1. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE PARES, TECHOS Y VIDRIOS AL EXTERIOR.			99,703	8.31
2. TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN A TRAVÉS DE VIDRIOS AL EXTERIOR.			119,432	9.95
3. TRANSFERENCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN.			43,733	3.64
4. TRANSFERENCIA DE CALOR POR PERSONAS.			75,168	6.26
5. TRANSFERENCIA DE CALOR POR EQUIPOS.			201,940	16.83
TOTAL Q LATENTE			58,905.00	4.91
1 BTU/H =	12000 TR	BTU/h	TR	
1. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE PARES, TECHOS Y VIDRIOS AL EXTERIOR.			0	0.00
2. TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN A TRAVÉS DE VIDRIOS AL EXTERIOR.			0	0.00
3. TRANSFERENCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN.			0	0.00
4. TRANSFERENCIA DE CALOR POR PERSONAS.			58,905	4.91
5. TRANSFERENCIA DE CALOR POR EQUIPOS.			0	0.00
Resultado final : CARGA DE ENFRIAMIENTO O REFRIGERACIÓN				
TOTAL Q SENCIBLE			586,379	48.86
6. TRANSFERENCIA DE CALOR POR VENTILACIÓN.			92,268	7.69
Q DESP DE VENTILADORES (5 % Q SENSIBLE)			23,089	1.92
Q DESP DE BOMBAS (2 % Q SENSIBLE)			9,235.71	0.77
TOTAL Q LATENTE			381,225.00	31.77
6. TRANSFERENCIA DE CALOR POR VENTILACIÓN.			322,320	26.86
Q "TOTAL" = Q SENSIBLE + Q LATENTE			967,604	80.63 TR
CARGA TERMICA REQUERIDA				

Figura 27: Hoja resumen de la carga térmica requerida en el piso 2, datos calculados para el mes de febrero.



1. TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE PARES, TECHOS Y VIDRIOS AL EXTERIOR.

CALOR SENSIBLE								RESULTADO
Nombre del ambiente	Pared (Exterior),Techo , Piso		Área		Orientación N, S, E, W, NE, NW, SW, SE	DTCE e	Coefficiente de transferencia de calor U	Calor Conducción Qc
	Tipo	Color	(m2)	(pie2)		°F	BTU/h-ft2-°F	BTU/h
Ambiente 1	Pared 1	Exterior	50.2	540.5	SW	15.98	0.30	2,608.56
	Pared 2	Exterior	22.9	246.7	NW	22.98	0.30	1,712.22
	Pared 3	Exterior	127.6	1,373.0	SW	15.98	0.30	6,626.08
	Pared 4	Exterior	67.7	729.1	NW	22.98	0.30	5,059.95
	Pared 5	Exterior	121.7	1,310.0	NE	30.98	0.30	12,256.71
	Pared 6	Exterior	121.0	1,302.5	SE	22.98	0.30	9,038.98
	Pared 7	Interna	7.8	84.4	SW	8.98	0.30	228.83
	Pared 8	Interna	9.8	105.7	NW	8.98	0.30	286.53
	Pared 9	Interna	8.3	89.4	SW	8.98	0.30	242.52
	Pared 10	Interna	7.5	81.1	NW	8.98	0.30	219.87
	Pared 11	Interna	14.4	154.6	NE	8.98	0.30	419.36
	Pared 12	Interna	19.5	209.5	SE	8.98	0.30	568.16
	Pared 13	Interna	32.2	346.4	SW	8.98	0.30	939.51
	Pared 14	Interna	15.1	162.6	NW	8.98	0.30	441.04
	Pared 15	Interna	36.6	394.1	NE	8.98	0.30	1,068.85
	Pared 16	Interna	15.1	162.6	SE	8.98	0.30	441.04
	Pared 17	Interna	26.6	285.9	SW	8.98	0.30	775.48
	Pared 18	Interna	13.1	141.4	NW	8.98	0.30	383.41
	Pared 19	Interna	22.1	238.3	NE	8.98	0.30	646.13
	Pared 20	Interna	15.1	162.6	SE	8.98	0.30	441.04
	Vidrio 1	Exterior	0.0	0.0	SW	6.98	1.04	0.00
	Vidrio 2	Exterior	16.0	172.2	NW	20.98	1.04	3,758.23
	Vidrio 3	Exterior	72.8	783.7	SW	20.98	1.04	17,099.45
	Vidrio 4	Exterior	11.5	123.4	NW	20.98	1.04	2,692.90
	Vidrio 5	Exterior	129.0	1,388.1	NE	20.98	1.04	30,287.77
	Vidrio 6	Exterior	0.0	0.0	SE	20.98	1.04	0.00
	Vidrio 7	Interna	0.0	0.0	SW	8.98	1.04	0.00
	Vidrio 8	Interna	0.0	0.0	NW	8.98	1.04	0.00
	Vidrio 9	Interna	0.0	0.0	SW	8.98	1.04	0.00
	Vidrio 10	Interna	1.8	19.9	NW	8.98	1.04	185.77
	Vidrio 11	Interna	1.8	19.9	NE	8.98	1.04	185.77
	Vidrio 12	Interna	0.0	0.0	SE	8.98	1.04	0.00
	Vidrio 13	Interna	4.4	47.7	SW	8.98	1.04	445.43
	Vidrio 14	Interna	0.0	0.0	NW	8.98	1.04	0.00
	Vidrio 15	Interna	0.0	0.0	NE	8.98	1.04	0.00
	Vidrio 16	Interna	0.0	0.0	SE	8.98	1.04	0.00
	Vidrio 17	Interna	0.0	0.0	SW	8.98	1.04	0.00
	Vidrio 18	Interna	2.0	21.2	NW	8.98	1.04	198.44
	Vidrio 19	Interna	4.4	47.7	NE	8.98	1.04	445.43
TOTALES Q conducción =								99,703.48
								8.31



2. TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN A TRAVÉS DE VIDRIOS AL EXTERIOR.

CALOR SENSIBLE					FGCS : Factor de ganancia máxima de calor solar				RESULTADO
	Nombre	Area		Orientación N, S, E, W, NE, NW, SW, SE	FGCS (Tabla)	FGCS	Coeficiente de Sombreado CS	Factor de carga de enfriamiento para el vidrio FCE	Calor Radiación (Btu/h)
Ambiente		m2	pie2		BTU/h-ft2				
	Vidrio 1	0.0	0.0	SW	71.0	71.0	0.64	0.73	0.00
	Vidrio 2	16.0	172.2	NW	242.0	242.0	0.64	0.81	21,608.50
	Vidrio 3	72.8	783.7	SW	71.0	71.0	0.64	0.73	25,995.87
	Vidrio 4	11.5	123.4	NW	242.0	242.0	0.64	0.81	15,483.26
	Vidrio 5	129.0	1,388.1	NE	242.0	242.0	0.64	0.22	47,298.40
	Vidrio 6	0.0	0.0	SE	71.0	71.0	0.64	0.20	0.00
	Vidrio 7	0.0	0.0	SW	71.0	71.0	0.64	0.73	0.00
	Vidrio 8	0.0	0.0	NW	242.0	242.0	0.64	0.81	0.00
	Vidrio 9	0.0	0.0	SW	71.0	71.0	0.64	0.73	0.00
	Vidrio 10	1.8	19.9	NW	242.0	242.0	0.64	0.81	2,495.47
	Vidrio 11	1.8	19.9	NE	242.0	242.0	0.64	0.22	677.78
	Vidrio 12	0.0	0.0	SE	71.0	71.0	0.64	0.20	0.00
	Vidrio 13	4.4	47.7	SW	71.0	71.0	0.64	0.73	1,582.10
	Vidrio 14	0.0	0.0	NW	242.0	242.0	0.64	0.81	0.00
	Vidrio 15	0.0	0.0	NE	242.0	242.0	0.64	0.22	0.00
	Vidrio 16	0.0	0.0	SE	71.0	71.0	0.64	0.20	0.00
	Vidrio 17	0.0	0.0	SW	71.0	71.0	0.64	0.73	0.00
	Vidrio 18	2.0	21.2	NW	242.0	242.0	0.64	0.81	2,665.62
	Vidrio 19	4.4	47.7	NE	242.0	242.0	0.64	0.22	1,625.14
TOTALES Q radiación =									119,432.14
									9.95

3. TRANSFERENCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN.

CALOR SENSIBLE					RESULTADO
TIPO	Cantidad	Potencia Nominal	Factor de Balastre (FB)	Factor de carga de enfriamiento para el alumbrado (FCE)	Calor por Iluminación (Btu/hr)
		W			
Luminaria suspendida directa /indirecta ,con rejillas ,2 lamparas fluorescentes T5 de 54 W , balastre electrónico ,Marca : LITHONIA LIGHTING ,Norma UL	190	54.00	1.25	1.0	43,733.25
Otros	0	0	0	1.0	0.00
TOTALES Q Iluminación =					43,733.25
					3.64
Balastro de las unidades fluorescentes:		FB			
Alumbrado fluorescente		1.25			
Alumbrado incandescente		1			

4. TRANSFERENCIA DE CALOR POR PERSONAS.

CALOR SENSIBLE Y LATENTE					RESULTADOS	
Tipo Actividad	N° Personas	Latente por Persona	Sensible por Persona	Factor de carga de enfriamiento para personas (FCE)	Calor Latente	Calor Sensible
		Btu/hr	Btu/hr		Btu/hr	Btu/hr
Sentados ,trabajo ligero	300	196	251	1	58,905.00	75,168.00
Otros	0	0	0	0	0.00	0.00
TOTALES Q Personas =					58,905.00	75,168.00
						6.26



5. TRANSFERENCIA DE CALOR POR EQUIPOS.								
CALOR SENSIBLE								
Nombre de Equipo	Cantidad	Potencia (W)	% que origina calor	Calor (Btu/hr)				
Computadora	294	200	0.9	180,457.20				
TV 21" ,Color	2	200	0.9	1,227.60				
Horno microonda	2	1200	0.9	7,365.60				
Fotocopiadora	4	900	0.9	11,048.40				
Impresora	4	150	0.9	1,841.40	TR			
		TOTALES Q Equipos =		201,940.20	16.83			
TRANSFERENCIA DE CALOR A LOS ALREDEDORES.								
FACTOR PARA CORREGIR LA GANANCIA DE CALOR SENSIBLE DE RECINTO								
Aw	Ag	Uw	Ug	L	K	Fc		
5,501.85	2,467.48	0.42	1.04	673.59	7.24	0.86		
CUADRO RESUMEN 1:		GANANCIA DE CALOR DEL RECINTO						
		TONELADAS DE REFRIGERACIÓN						
TOTAL Q SENCIBLE =		461,785.70	BTU/h		38.48	TR		
TOTAL Q LATENTE =		58,905.00	BTU/h		4.91	TR		
CARGA TERMICA "TOTAL" =		520,691	BTU/h		43.39	TR		
6. TRANSFERENCIA DE CALOR POR VENTILACIÓN.								
CALOR SENSIBLE Y LATENTE						RESULTADOS		
Tipo Recinto	Nº Personas	Ventilación por Persona	Variación de T°	Humedad Exterior	Humedad Interior	Relación de Humedad Exterior	Calor Latente	Calor Sensible
		CFM	°F	g de agua / lb aire seco			Btu/hr	Btu/hr
Espacio de oficinas en general	300	20	14	141	62	79	322,320.00	92,268.00
Otros	0	0	0	0	0	0	0.00	0.00
		TOTALES Q Personas =					322,320.00	92,268.00
7. OTRAS TRANSFERENCIA DE CALOR .								
		BTU/h	TR					
Q DESP DE VENTILADORES (5 % Q SENSIBLE RECINTO)		23,089	1.92					
Q DESP DE BOMBAS (2 % Q SENSIBLE RECINTO)		9,235.71	0.77					
CUADRO RESUMEN 2:		CARGA DE ENFRIAMIENTO O REFRIGERACIÓN						
		TONELADAS DE REFRIGERACIÓN						
TOTAL Q SENCIBLE =		586,378.70	BTU/h		48.86	TR		
TOTAL Q LATENTE =		381,225.00	BTU/h		31.77	TR		
CARGA TERMICA "TOTAL" =		967,604	BTU/h		80.63	TR		

Figura 28: Se muestra los calores latentes y sensibles requeridos para el 2do piso, mes de febrero



Realizando un comparativo para los meses de enero y febrero, se tuvo:

RESUMEN DEL CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA		
PISO	ENERO	FEBRERO
1	83.99 TR	83.68 TR
2	81.50 TR	80.63 TR

5.3 SELECCIÓN DE LOS EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO.

Una vez obtenida la carga térmica para cada piso, se procedió a la selección de las unidades enfriadas denominadas Chiller's , con ayuda del catálogo proporcionado por el fabricante YORK ,el cual se adjunta en la presente monografía técnica:

5.3.1 PARAMETROS DE SELECCIÓN.

Para seleccionar el enfriador de agua (*Chiller*) habrá que tener en cuenta los siguientes parámetros:

- Calor total o carga térmica de enfriamiento por cada piso.
- Temperatura de entrada de aire al condensador
- Temperatura de entrada del agua al evaporador.
- Temperatura de salida del agua al evaporador.
- Caudal de agua.

La temperatura de entrada y salida del agua en el evaporador de los *chillers* son datos que usualmente brinda el fabricante del equipo y se diseña en base a las temperaturas estandarizadas que ellos manejan. La temperatura de entrada de aire al condensador es la temperatura exterior en la época de verano determinada en cálculos anteriores (TBS externa) .Finalmente el caudal de agua a utilizar se calcula Utilizando la siguiente fórmula:

$$Q = \rho \times \text{Caudal} \times C_e \times (T^{\circ}_{\text{salida Evap}} - T^{\circ}_{\text{entrada evap}}) \quad \dots \dots (9)$$

Dónde:

Q : Calor total o carga térmica de enfriamiento BTU/h .



ρ : Densidad del agua ,62.265 lb/pie³.

Caudal : Caudal requerido , pie³/h.

C_e : Calor especifico del agua , 1 BTU/lb °F.

$\Delta T = (T^{\circ}_{salida\ Evap} - T^{\circ}_{entrada\ evap})$: Diferencia de temperaturas de agua en el chiller , 10 °F

$T^{\circ}_{salida\ Evap}$: Temperatura de salida de agua en el evaporador igual a 44°F (Dato proporcionado por YORK).

$T^{\circ}_{entrada\ Evap}$: Temperatura de entrada de agua en el evaporador igual a 54°F (Dato proporcionado por YORK).

Entonces nuestros parámetros para la selección de los equipos serian:

- Toneladas de refrigeración solicitada o de diseño: 83.99 TR para el 1er Piso y 81.50 para el 2do piso.
- TBS_{Externa}: 88.34°F
- $T^{\circ}_{entrada}$ del chiller : 54 °F , (Dato proporcionado por YORK).
- T°_{salida} del chiller : 44 °F ,(Dato proporcionado por YORK).

Revisando el catalogo del fabricante YORK , podemos verificar que el modelo YAA0080SE para chiller enfriados por aire no cumple con las toneladas de refrigeración solicitadas en el diseño. (ver figura 29)

MODEL: YLAA0080SE																	IPLV= 15.1	
AIR TEMPERATURE ON - CONDENSER (°F)																		
LCWT (°F)	75.0			80.0			85.0			90.0			95.0			100.0		
	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER
40.0	76.8	66.3	12.6	74.7	70.0	11.7	72.6	74.0	10.8	70.5	78.2	10.0	68.2	82.8	9.2	65.6	87.3	8.4
42.0	79.3	67.0	12.9	77.2	70.7	12.0	75.0	74.6	11.1	72.8	78.9	10.2	70.5	83.5	9.4	67.8	88.0	8.6
44.0	81.8	67.7	13.2	79.6	71.4	12.2	77.4	75.4	11.3	75.1	79.6	10.4	72.8	84.2	9.6	70.0	88.7	8.8
45.0	83.1	68.1	13.3	80.9	71.7	12.4	78.7	75.7	11.4	76.3	80.0	10.6	73.9	84.6	9.7	71.1	89.1	8.9
46.0	84.4	68.4	13.5	82.2	72.1	12.5	79.9	76.1	11.6	77.5	80.4	10.7	75.1	84.9	9.8	72.2	89.4	9.0
48.0	87.0	69.2	13.8	84.7	72.9	12.8	82.4	76.9	11.8	79.9	81.2	10.9	77.5	85.7	10.1	74.5	90.2	9.2
50.0	89.7	70.0	14.0	87.3	73.7	13.0	84.9	77.7	12.1	82.4	81.9	11.2	79.9	86.5	10.3	76.8	91.0	9.4

Figura 29: Se muestra el modelo YLAA0080SE , el cual no cumple con la carga térmica de refrigeración solicitada .



Sin embargo al revisar el siguiente modelo YLAA0090SE, podemos notar que la carga térmica de refrigeración cumple con lo solicitado por el diseño para cada piso.

MODEL: YLAA0090SE																	IPLV= 15.5	
AIR TEMPERATURE ON - CONDENSER (°F)																		
LCWT (°F)	75.0			80.0			85.0			90.0			95.0			100.0		
	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER	TONS	KW	EER
40.0	91.0	76.9	13.1	88.5	81.0	12.1	85.9	85.5	11.2	83.2	90.3	10.3	80.4	95.4	9.4	77.1	100.4	8.6
42.0	94.0	77.8	13.3	91.4	82.0	12.4	88.7	86.5	11.4	85.9	91.3	10.5	83.1	96.4	9.7	79.7	101.4	8.8
44.0	96.9	78.7	13.6	94.3	82.9	12.6	91.5	87.4	11.7	88.7	92.2	10.8	85.8	97.3	9.9	82.4	102.4	9.1
45.0	98.4	79.2	13.7	95.7	83.4	12.7	92.9	87.9	11.8	90.1	92.7	10.9	87.2	97.8	10.0	83.7	102.9	9.2
46.0	100.0	79.7	13.9	97.2	83.9	12.9	94.4	88.5	11.9	91.5	93.2	11.0	88.6	98.3	10.1	85.1	103.4	9.3
48.0	103.0	80.7	14.1	100.2	84.9	13.1	97.3	89.5	12.1	94.3	94.3	11.2	91.4	99.4	10.3	87.7	104.4	9.5
50.0	106.1	81.8	14.4	103.2	86.0	13.4	100.2	90.6	12.4	97.2	95.4	11.4	94.2	100.4	10.5	90.5	105.5	9.7

NOTES:

1. kW = Compressor Input Power
2. EER = Chiller EER (includes power from compressors, fans, and the control panels 0.8 kW)
3. LCWT = Leaving Chilled Water Temperature
4. Ratings are based upon 2.4 GPM evaporator water per ton and 0.0001 fouling factor
5. Rated in accordance with ARI Standard 550/590
6. The shaded points are certified in accordance with ARI Standard 550/590-98

Figura 29: Muestra la unidad seleccionada para cada piso..

Debido a que nuestra T° de bulbo seco externa es de 88.34 °F, se tuvo que interpolar para obtener la selección adecuada, dando como resultados.

<i>T° salida del chiller (°F)</i>	<i>TONS</i>	<i>KW</i>	<i>EER</i>
44.0	89.63	90.61	11.10

Es decir, se requiere para nuestra instalación dos chiller enfriados por aire para cada piso del edificio. La capacidad de estos equipos sería de 89.63 TR.

Finalmente usando la ecuación 9 se tendrá el caudal solicitado:

$$Caudal = Q / (\rho \times C_e \times (T^{\circ}_{salida\ Evap} - T^{\circ}_{entrada\ evap}))$$



$$Caudal = \frac{83.99 \frac{BTU}{h} \times \frac{12000 \frac{BTU}{h}}{1 TR}}{62.265 \frac{lb}{pie^3} \times \frac{1 BTU}{lb} ^\circ F \times 10 ^\circ F} , \rightarrow Caudal = 1618.69 \frac{pie^3}{h}$$

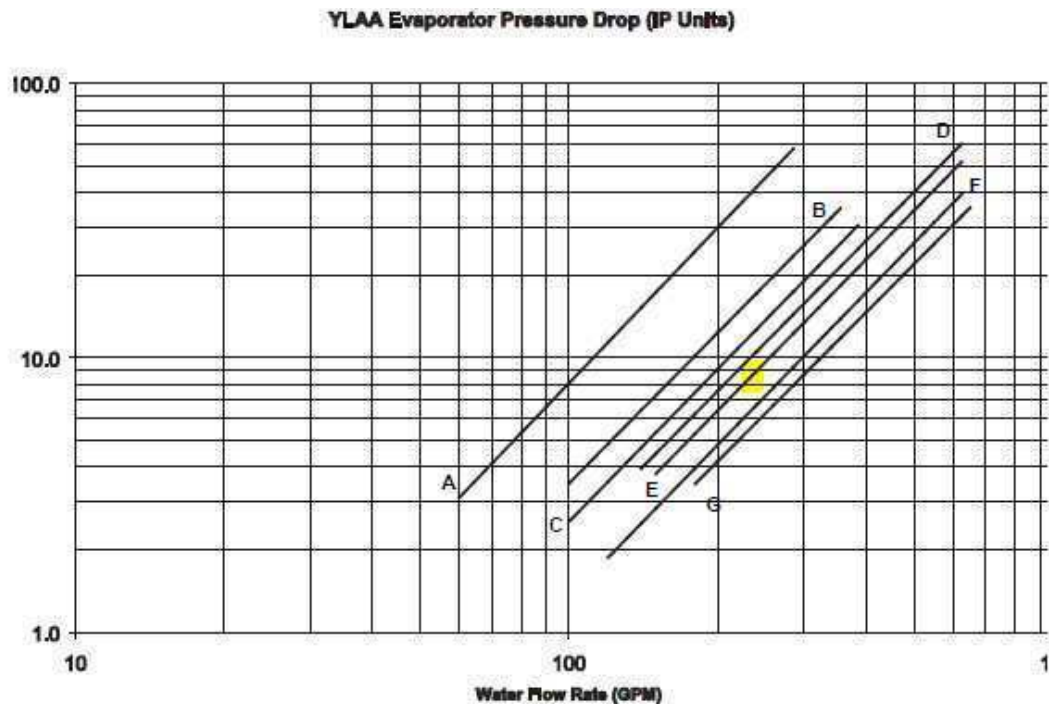
$$\therefore Caudal = 201.80 GPM$$

Con este caudal, se determina la caída de presión del agua helada en el chiller, el cual es aproximadamente 8.5 ft . (Ver figura 30)

Nominal Evaporator Water Flow						
Unit Designation	Temperature (°F)		Water Flow (gpm)		Air On Condenser (°F)	
	MIN ¹	MAX ²	MIN	MAX	MIN ³	MAX ⁴
YLAA0070SE	40	55	60	285	0	125
YLAA0080SE	40	55	100	355	0	125
YLAA0090SE	40	55	140	625	0	125
YLAA0100SE	40	55	100	385	0	125
YLAA0115SE	40	55	100	385	0	125
YLAA0120SE	40	55	150	625	0	125
YLAA0135SE	40	55	120	625	0	125
YLAA0150SE	40	55	120	625	0	125
YLAA0155SE	40	55	150	625	0	125
YLAA0170SE	40	55	120	625	0	125
High Efficiency						
YLAA0091HE	40	55	100	385	0	125
YLAA0101HE	40	55	100	385	0	125
YLAA0125HE	40	55	100	385	0	125
YLAA0141HE	40	55	150	625	0	125
YLAA0156HE	40	55	120	625	0	125
YLAA0175HE	40	55	180	650	0	125

NOTES:

1. For leaving brine temperature below 40°F (4°C), contact your nearest Johnson Controls Office for application requirements.
2. For leaving water temperature higher than 55°F (13°C), contact the nearest Johnson Controls Office for application guidelines. 3. The evaporator is protected against freezing to -20°F (-29°C) with an electric heater as standard.
3. For operation at temperatures below 30°F (-1°C), the optional Low Ambient Kit will need to be installed on the system (for YLAA00140080 models only).
4. For operation at temperatures above 115°F (46°C), the optional High Ambient Kit will need to be installed on the system.



EVAPORATOR	YLAA MODELS
A	70SE
B	80SE
C	91HE, 100SE, 101HE, 115SE, 125HE
D	120SE, 141HE, 155SE
E	90SE
F	135SE, 150SE, 156HE, 170HE
G	175HE

Figura 30: Muestra la caída de presión del agua helada en el chiller.

Cabe mencionar que los compresores de los chillers seleccionados son de tipo *scroll* y *estos* trabajan con flujos constantes de refrigerante, por lo tanto para que dicho refrigerante no se subenfrie dentro del intercambiador de calor se deberá trabajar con un circuito primario y un circuito secundario de bombeo de agua; el circuito primario servirá para recircular un caudal constante de agua dentro del intercambiador del enfriador de agua (*chiller*), mientras que el circuito secundario servirá para recircular parte del agua del circuito primario a los serpentines de los *fan coil* que se usaran en el proyecto como unidades evaporadas dentro del recinto a acondicionar (Ver ítem 3.5 , de la presente monografía técnica).



6.- CONCLUSIONES.

- Las cargas térmicas máximas del 1er piso y 2do piso fueron de 83.99 TR, y 81.50 TR respectivamente y se dieron en el mes de enero.
- Los cálculos realizados para el mes de enero y febrero demuestran la gran influencia de la temperatura externa al recinto en los cálculos de carga térmica para sistemas de aire acondicionado.
- Para la obtención de la carga térmica de un ambiente, este tiene que ser ubicado geográficamente, es decir contar con su latitud y longitud para facilitar el uso de las tablas existentes para el calor sensible por radiación y conducción a través de las paredes, vidrios externos.
- El análisis del cálculo térmico para distintos meses nos brindó mayor confiabilidad para la elección del mes en la cual se obtuvo la mayor carga térmica.
- El análisis de un historial de temperaturas en un intervalo de tiempo nos brindó la selección de los meses en la cual se tendría la carga máxima.
- Los cálculos muestran que es en enero cuando se tiene la mayor carga térmica, lo cual es coherente pues por esa época del año la tierra se encuentra en su perihelio (la tierra está más cerca al sol) con respecto al sol.
- Para el análisis de la carga térmica es importante que el proyectista conozca a detalle las condiciones la geografía del lugar, así como los tipos de material que se usaran para la construcción del edificio, con el fin de no incurrir en error de cálculo que conlleven a una mala selección del equipo, que ocasionaran en el futuro pérdidas económicas por mejoras en el proyecto.
- Como las cargas máximas obtenidas oscilan entre 81 TR y 84 TR se seleccionó un Chiller enfriados por aire de 89.63 TR para cada piso.



7.- RECOMENDACIONES.

- Se sugiere seguir un orden adecuado al momento de a realizar los cálculos para no incurrir en error de selección de equipos por sobre dimensionamiento.
- Antes de comenzar con los cálculos se debe de tener claro cuáles son las condiciones preliminares del proyecto , es decir condiciones geográficas , tipos de materiales ,si existen construcciones alrededor de edificio que puedan ocasionar sombra, número de personas , tipos de equipos dentro del recinto ,si los techos tendrán falso cielo ,etc.
- El proyectista de sistemas HVAC debe contar con todos los planos de arquitectura del edificio en estudio y estos tienen que estar acotados y se recomienda numerar cada pared ,vidrio ,techo ,puerta , en análisis para una ,mejor metodología del cálculo térmico.

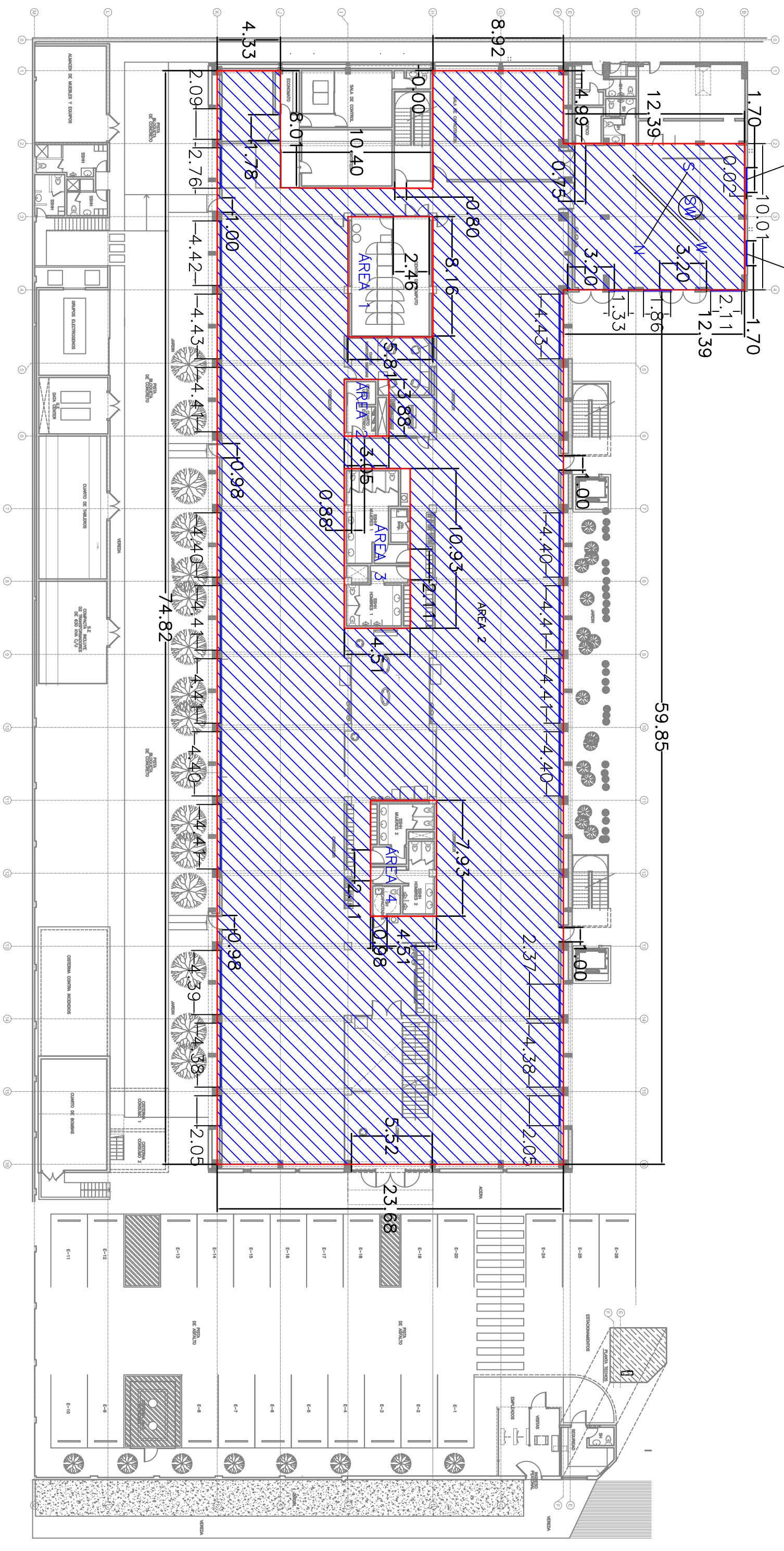


8.- PLANOS.

PARED 1

VENTANA P1 VENTANA P1

VENTANA P1



PISO N.º 1

CALL CENTER BCP TRUJILLO

ESQUEMATICO DEL ÁREA A CALCULAR



9.- BIBLIOGRAFIA.

- Acondicionamiento de aire, principios y sistemas, Edward G. Pita, segunda edición, año 2000.
- Acondicionamiento térmico de edificios, Víctor Santiago Díaz, Raúl Oscar Barreneche ,1era edición, año 2005.
- Manual de acondicionamiento de aire, Carrier Air Conditioning Company ,5^{da} Edición, 1980.
- Bombas, su selección y aplicación ,Tyler G.Hichs ,6ta edición, año 1970.
- Aire acondicionado, Carnicer Royo Enrique,5ta edición ,año 2002.
- Fundamentos de la transferencia de calor , Incropera Frank / DeWitt David ,4ta edición ,año 1999.
- Manual de aire acondicionado ,Carrier Air Conditioning Company,año 1980.
- RNE (Reglamento Nacional de Edificaciones), Normas EM-030, EM-050 y A-130.
- ASHRAE ,(American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers).
- SMACNA ,(Sheet metal and Air Conditioning Engineers).
- ASA ,(American Standard Association).
- ASTM (American Society for Testing Materials).
- ASME (American Society of Mechanical Engineers).
- Manual de Chiller ,Model YLAA Air – Cooled Scroll Chillers ,Style A ,70 – 175 TON,246 -527 KW ,R410A ,YORK BY JOHNSON CONTROLS
- Catálogos de instalación y operación de bombas Taco,USA.
- Manual de instalación y operación de Fan Coil Unit “YGFC”



10.- APENDICE.

10.1 TABLAS UTILIZADAS PARA LOS CÁLCULOS.

A1 TABLA 1: DIFERENCIA DE TEMPERATURA PARA CARGAS DE ENFRIAMIENTO (DTCE) PARA CALCULAR CARGAS DEBIDAS A TECHOS PLANOS, 1 °F. [1]

Techo No.	Descripción de la construcción	Hora Peso, lb/ft ²	Valor de U, BTU/h ft ² °F	Hora solar, h																							
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
				Sin cielo raso suspendido																							
1.	Lámina de metal con aislamiento de 1 a 2 in (8)	7	0.213 (0.124)	1	-2	-3	-3	-3	-3	6	19	34	49	61	71	78	79	77	70	59	45	30	18	12	8	5	3
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	8	0.170	6	3	0	-1	-3	-3	-2	4	14	27	39	52	62	70	74	74	70	62	51	38	28	20	14	9
3.	Concreto ligero de 4 in	18	0.213 (0.122)	9	5	2	0	-2	-3	-3	1	9	20	32	44	55	64	70	73	71	66	57	45	34	25	18	13
4.	Concreto pesado de 1 a 2 in con aislamiento de 2 in	29	0.206 (0.122)	12	8	5	3	0	-1	-1	3	11	20	30	41	51	59	65	66	66	62	54	45	36	29	22	17
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	19	0.109	3	0	-3	-4	-5	-7	-6	-3	5	16	27	39	49	57	63	64	62	57	48	37	26	18	11	7
6.	Concreto ligero de 6 in	24	0.158	22	17	13	9	6	3	1	1	3	7	15	23	33	43	51	58	62	64	62	57	50	42	35	28
7.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	13	0.130	29	24	20	16	13	10	7	6	6	9	13	20	27	34	42	48	53	55	56	54	49	44	39	34
8.	Concreto ligero de 8 in	31	0.126	35	30	26	22	18	14	11	9	7	7	9	13	19	25	33	39	46	50	53	54	53	49	45	40
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 a 2 in (52)	52	0.200 (0.120)	25	22	18	15	12	9	8	8	10	14	20	26	32	40	46	50	53	53	52	48	43	38	34	30
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	13	0.093	30	26	23	19	16	13	10	9	8	9	13	17	23	29	36	41	46	49	51	50	47	43	39	35
11.	Sistema de terrazas de techo	75	0.106	34	31	28	25	22	19	16	14	13	13	15	18	22	26	31	36	40	44	45	46	45	43	40	37
12.	Concreto pesado de 6 in con aislamiento de 1 a 2 in (75)	75	0.192 (0.117)	31	28	25	22	20	17	15	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	45	44	42	40	37	34
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 a 2 in (18)	18	0.106 (0.078)	38	36	33	30	28	25	22	20	18	17	16	17	18	21	24	28	32	36	39	41	43	43	42	40
				Con cielo raso suspendido																							
1.	Lámina de acero con aislamiento de 1 a 2 in (10)	9	0.134 (0.092)	2	0	-2	-3	-4	-4	-1	9	23	37	50	62	71	77	78	74	61	50	42	28	18	12	8	5
2.	Madera de 1 in con aislamiento de 1 in	10	0.115	20	15	11	8	5	3	2	3	7	13	21	30	40	48	55	60	62	58	51	44	37	30	25	20
3.	Concreto ligero de 4 in	20	0.134	19	14	10	7	4	2	0	0	4	10	19	29	39	48	56	62	65	64	61	54	46	38	30	24
4.	Concreto pesado de 2 in con aislamiento de 1 in	30	0.131	28	25	23	20	17	15	13	13	14	16	20	25	30	35	39	43	46	47	46	44	41	38	35	32
5.	Madera de 1 in con aislamiento de 2 in	10	0.083	25	20	16	13	10	7	5	5	7	12	18	25	33	41	48	53	57	57	56	52	46	40	34	29
6.	Concreto ligero de 6 in	26	0.109	32	28	25	19	16	13	10	8	7	8	11	16	22	29	36	42	48	52	54	54	51	47	42	37
7.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 1 in	15	0.096	34	31	29	26	23	21	18	16	15	15	16	18	21	25	30	34	38	41	43	44	44	42	40	37
8.	Concreto ligero de 8 in	33	0.093	39	36	33	29	26	23	20	18	15	14	14	15	17	20	25	29	34	38	42	45	46	45	44	42
9.	Concreto pesado de 4 in con aislamiento de 1 a 2 in (54)	54	0.128 (0.090)	30	29	27	26	24	22	21	20	20	21	22	24	27	32	34	36	38	38	38	38	37	36	34	33
10.	Madera de 2.5 in con aislamiento de 2 in	15	0.072	35	33	30	28	26	24	22	20	18	18	18	20	22	25	28	32	35	38	40	41	41	40	39	37
11.	Sistema de terrazas de techo	77	0.082	30	29	28	27	26	25	24	23	22	22	22	23	23	25	26	28	29	31	32	33	33	33	33	32
12.	Concreto pesado con aislamiento de 1 a 2 in (77)	77	0.125 (0.088)	29	28	27	26	25	24	23	22	21	21	22	23	25	26	28	30	32	33	34	34	34	33	32	31
13.	Madera de 4 in con aislamiento de 1 a 2 in (29)	29	0.082 (0.064)	35	34	33	32	31	29	27	26	24	23	22	21	22	24	25	27	30	32	34	35	36	37	36	36

Reproducido con permiso del 1995 Fundamentals ASHRAE Handbook & Product Directory.



A3 TABLA 3: DESCRIPCIÓN DE GRUPOS DE CONSTRUCCIÓN DE PAREDES. [1]

Grupo No.	Descripción de la construcción	Peso, lb/ft ²	Valor de U, BTU/(h·ft ² ·°F)	Capacidad calorífica, BTU/(ft ² ·°F)
Ladrillo de vista de 4 in. + (Ladrillo)				
C	Espacio de aire + ladrillo de vista de 3 in.	83	0.358	18.1
D	Ladrillo común de 4 in.	90	0.415	18.4
C	Aislamiento de 1 in. o espacio de aire + ladrillo común de 4 in.	90	0.174-0.301	18.4
B	Aislamiento de 2 in. + ladrillo común de 4 in.	88	0.111	18.5
B	Ladrillo común de 8 in.	130	0.302	26.4
A	Aislamiento o espacio de aire + ladrillo común de 8 in.	130	0.154-0.243	26.4
Ladrillo de vista de 4 in. + (Concreto pesado)				
C	Espacio de aire + concreto de 2 in.	94	0.350	19.7
B	Aislamiento de 2 in. + concreto de 4 in.	97	0.116	19.8
A	Espacio de aire o aislamiento + concreto de 8 in. o más	143-190	0.110-0.112	29.1-38.4
Ladrillo de vista de 4 in. + (bloque de concreto ligero o pesado)				
E	Bloque de 4 in.	62	0.319	12.9
D	Espacio de aire o aislamiento + bloque de 4 in.	62	0.153-0.246	12.9
D	Bloque de 8 in.	70	0.274	15.1
C	Espacio de aire o aislamiento de 1 in. + bloque de 6 u 8 in.	73-89	0.221-0.275	15.5-18.5
B	Aislamiento de 2 in. + bloque de 8 in.	89	0.096-0.107	15.5-18.6
Ladrillo de vista de 4 in. + (azulejo de barro)				
D	Azulejo de 4 in.	71	0.381	15.1
D	Espacio de aire + azulejo de 4 in.	71	0.281	15.1
C	Aislamiento + azulejo de 4 in.	71	0.169	15.1
C	Azulejo de 8 in.	96	0.275	19.7
B	Espacio de aire o aislamiento de 1 in. + azulejo de 8 in.	96	0.142-0.221	19.7
A	Aislamiento de 2 in. + azulejo de 8 in.	97	0.097	19.8
Pared de concreto pesado + (acabado)				
E	Concreto de 4 in.	63	0.585	12.5
D	Concreto de 4 in. + aislamiento de 1 o 2 in.	63	0.119-0.200	12.5
C	Aislamiento de 2 in. + concreto de 4 in.	63	0.119	12.7
C	Concreto de 8 in.	109	0.490	21.9
B	Concreto de 8 in. + aislamiento de 1 o 2 in.	110	0.115-0.187	22.0
A	Aislamiento de 2 in. + concreto de 8 in.	110	0.115	21.9
E	Concreto de 12 in.	156	0.421	31.2
A	Concreto de 12 in. + aislamiento	156	0.113	31.3
Bloque de concreto ligero y pesado + (acabado)				
F	Bloque de 4 in. + espacio de aire o aislamiento	29-36	0.161-0.263	5.7-7.2
E	Aislamiento de 2 in. + bloque de 4 in.	29-37	0.105-0.114	5.8-7.3
E	Bloque de 8 in.	41-57	0.294-0.402	6.3-11.3
D	Concreto de 8 in. + espacio de aire o aislamiento	41-57	0.149-0.173	8.3-11.3
Azulejo de barro + (acabado)				
F	Azulejo de 4 in.	39	0.419	7.8
F	Azulejo de 4 in. + espacio de aire	39	0.303	7.8
E	Azulejo de 4 in. + aislamiento de 1 in.	39	0.175	7.9
D	Aislamiento de 2 in. + azulejo de 4 in.	40	0.110	7.9
D	Azulejo de 8 in.	63	0.296	12.5
C	Azulejo de 8 in. + espacio de aire o aislamiento de 1 in.	63	0.151-0.231	12.6
B	Aislamiento de 2 in. + azulejo de 8 in.	63	0.099	12.6
Pared de lámina (cartón metálica)				
G	Con o sin espacio de aire + 1, 2 o 3 in. de aislamiento	5-6	0.091-0.230	0.7
Pared de bastidor				
G	Aislamiento de 1 a 3 in.	16	0.081-0.178	3.2

Reproducido con permiso de 1986 Fundamentals ASHRAE Handbook & Product Directory.



A4 TABLA 4: CORRECCIÓN DE LA DTCE POR LATITUD Y MES ,PARA APLICAR A PAREDES Y TECHOS,LATITUDES NORTE ,°F[1]

Latitud	Mes	N	NNE	NE	ENE	E	ESE	SE	SSE	S	HORA
0	Dic	-3	-5	-5	-5	-2	-0	3	5	9	-1
	Ene/Nov	-3	-5	-4	-4	-1	-0	2	4	7	-1
	Feb/Oct	-3	-2	-2	-2	-1	-1	0	-1	0	0
	Mar/Sept	-3	0	1	-1	-1	-3	-1	-5	-4	-1
	Abr/Ago	5	4	3	0	-2	-5	-6	-8	-8	-2
	May/Jul	10	7	5	0	-3	-7	-8	-9	-8	-4
	Jun	12	9	5	0	-3	-7	-9	-10	-8	-5
8	Dic	-4	-6	-6	-6	-3	0	4	8	12	-5
	Ene/Nov	-3	-5	-5	-5	-2	0	3	6	10	-4
	Feb/Oct	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-1
	Mar/Sept	-3	-2	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-4	0
	Abr/Ago	2	2	2	0	-1	-4	-5	-7	-7	-1
	May/Jul	7	5	4	0	-2	-5	-7	-8	-7	-2
	Jun	9	6	4	0	-2	-6	-8	-9	-7	-3
16	Dic	-4	-6	-8	-8	-4	-1	4	9	13	-9
	Ene/Nov	-4	-6	-7	-7	-4	-1	4	8	12	-7
	Feb/Oct	-3	-5	-5	-4	-2	0	2	5	7	-4
	Mar/Sept	-3	-3	-2	-2	-1	-1	0	0	0	-1
	Abr/Ago	-1	0	-1	-1	-1	-3	-3	-5	-6	0
	May/Jul	4	3	3	0	-1	-4	-5	-7	-7	0
	Jun	6	4	4	1	-1	-4	-6	-8	-7	0
24	Dic	-5	-7	-9	-10	-7	-3	3	9	13	-13
	Ene/Nov	-4	-6	-8	-9	-6	-3	3	9	13	-11
	Feb/Oct	-4	-5	-6	-6	-3	-1	3	7	10	-7
	Mar/Sept	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-3
	Abr/Ago	-2	-1	0	-1	-2	-2	-1	-3	-3	0
	May/Jul	1	2	2	0	0	-3	-3	-5	-6	1
	Jun	3	3	3	1	0	-3	-4	-6	-6	1
32	Dic	-5	-7	-10	-11	-8	-5	2	9	12	-17
	Ene/Nov	-5	-7	-9	-11	-8	-4	2	9	12	-15
	Feb/Oct	-4	-6	-7	-8	-4	-2	4	8	11	-10
	Mar/Sept	-3	-4	-4	-4	-2	-1	3	5	7	-5
	Abr/Ago	-2	-3	-1	-2	0	-1	0	1	1	-1
	May/Jul	-1	1	1	0	0	-1	-1	-3	-3	1
	Jun	1	2	2	1	0	-2	-2	-4	-4	2
40	Dic	-6	-8	-10	-13	-10	-7	0	7	10	-21
	Ene/Nov	-5	-7	-10	-12	-9	-6	1	8	11	-19
	Feb/Oct	-5	-7	-8	-9	-6	-3	3	8	12	-14
	Mar/Sept	-4	-5	-5	-6	-3	-1	4	7	10	-8
	Abr/Ago	-2	-3	-2	-2	0	0	2	3	4	-3
	May/Jul	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1
	Jun	1	1	1	0	1	0	0	-1	-1	2
48	Dic	-6	-8	-11	-14	-13	-10	-3	2	6	-25
	Ene/Nov	-6	-8	-11	-13	-11	-8	-1	3	8	-24
	Feb/Oct	-5	-7	-10	-11	-8	-5	1	8	11	-18
	Mar/Sept	-4	-6	-6	-7	-4	-1	4	8	11	-11
	Abr/Ago	-3	-3	-3	-3	-1	0	4	6	7	-5
	May/Jul	0	-1	0	0	1	1	3	3	4	0
	Jun	1	1	2	1	2	1	2	2	3	3
56	Dic	-7	-9	-12	-16	-16	-14	-9	-5	-3	-28
	Ene/Nov	-6	-8	-11	-15	-14	-12	-6	-1	2	-27
	Feb/Oct	-6	-8	-10	-12	-10	-7	0	6	9	-22
	Mar/Sept	-5	-6	-7	-8	-5	-2	4	8	12	-15
	Abr/Ago	-3	-4	-4	-4	-1	1	5	7	9	-8
	May/Jul	0	0	0	0	2	2	5	6	7	-2
	Jun	2	1	2	1	3	3	4	5	6	1

Reproducido con permiso del 1979 ASHRAE Load Calculations Manual

A5 TABLA 5 : COEFICIENTE GLOBAL “U” DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA EL VIDRIO ($BTU/h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F$) [1]

Paneles verticales (ventanas, estereos, puertas condivas de vidrio y particiones) Vidrio plano, trapaluz y laminado de plástico		Exterior		Interior	
Descripción		Invierno	Verano	Invierno	Verano
Vidrio plano vidrio sencillo vidrio aislante - doble espacio de aire de 1/4" - espacio de aire de 1/2" - recubrimiento de baja emisividad ^a e = 0.20 e = 0.40 e = 0.60	Vidrio plano vidrio sencillo	1.10	1.04	0.73	0.83
	vidrio aislante - doble espacio de aire de 1/4" -	0.58	0.51	0.49	0.54
	espacio de aire de 1/2" -	0.49	0.56	0.46	0.49
	recubrimiento de baja emisividad ^a e = 0.20	0.32	0.38	0.32	0.38
	e = 0.40	0.38	0.45	0.38	0.42
Vidrio aislante - triple ^a Espacio de aire de 1/4" - espacio de aire de 1/2" - ventanas dobles espacio de aire de 1" a 4"	Vidrio aislante - triple ^a Espacio de aire de 1/4" -	0.39	0.44	0.38	0.44
	espacio de aire de 1/2" -	0.31	0.39	0.30	0.34
	ventanas dobles espacio de aire de 1" a 4"	0.50	0.50	0.44	0.48
	Lamina de plástico sencillo	1.00	0.95	--	--
	1/8" espesor	0.96	0.89	--	--
Lamina de plástico sencillo 1/4" espesor 1/2" espesor unidad aislante - doble espacio de aire de 1/4" - espacio de aire de 1/2" -	Lamina de plástico sencillo	1.00	0.95	--	--
	1/8" espesor	0.96	0.89	--	--
	1/4" espesor	0.91	0.76	--	--
	unidad aislante - doble espacio de aire de 1/4" -	0.55	0.56	--	--
	espacio de aire de 1/2" -	0.43	0.45	--	--
Trapaluz ^a 6 x 6 x 4 in espesor 8 x 8 x 4 in espesor — con divisor del hueco 12 x 12 x 4 in espesor — con divisor del hueco 12 x 12 x 2 in espesor	Trapaluz ^a 6 x 6 x 4 in espesor	0.60	0.57	0.46	0.46
	8 x 8 x 4 in espesor	0.56	0.54	0.44	0.44
	— con divisor del hueco	0.48	0.48	0.38	0.38
	12 x 12 x 4 in espesor	0.52	0.50	0.41	0.41
	— con divisor del hueco	0.44	0.42	0.36	0.36

Factores de ajuste para paneles verticales y horizontales		Exterior		Interior	
Descripción		Vidrio sencillo	Vidrio doble a triple	Vidrio sencillo	Vidrio doble a triple
Ventanas Todos de vidrio Marco de madera - 80% vidrio Marco de metal - 80% vidrio Marco de metal - 90% vidrio Ventanas y puertas condivas de vidrio Marco de madera Marco de metal	Ventanas Todos de vidrio	1.00	1.00	1.00	1.00
	Marco de madera - 80% vidrio	0.90	0.95	0.90	0.95
	Marco de metal - 80% vidrio	0.80	0.85	0.80	0.85
	Marco de metal - 90% vidrio	1.00	1.00	1.00	1.00
	Ventanas y puertas condivas de vidrio	0.90	1.00	0.90	1.00

^a vidrio de 1/8" -
vidrio de 1/4" -
recubrimiento en ambas
superficies del vidrio que dan
al espacio de aire
del lado de la ventana: vidrio
de 1/4" - vidrio de 1/8" -
vidrio de 1/4" -
dimensiones nominales
1 baseados en la
superficie de la
abertura
s con aislamiento
termico



A6 TABLA 6: RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉZ DE VIDRIO, FACTORES DE GANACIA MÁXIMA DE CALOR SOLR PARA VIDRIO, BTU/h-ft², LATITUD NORTE. [1]

0 Grados										
	N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SEE/SSW	S	HOR
En.	34	34	88	177	234	254	235	182	118	296
Feb.	36	39	132	205	245	247	210	141	67	306
Mar.	38	87	170	223	242	223	170	87	38	303
Abr.	71	134	193	224	221	184	118	38	37	284
May	113	164	203	218	201	154	80	37	37	265
Jun.	129	173	206	212	191	140	66	37	37	255
Jul.	115	164	201	213	195	149	77	38	38	260
Agos.	75	134	187	216	212	175	112	39	38	276
Sept.	40	84	163	213	231	213	163	84	40	293
Oct.	37	40	129	199	236	238	202	135	66	299
Nov.	35	35	88	175	230	250	230	179	117	293
Dic.	34	34	71	164	226	253	240	196	138	288

16 Grados										
	N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SEE/SSW	S	HOR
En.	30	30	55	147	21	244	251	223	199	248
Feb.	33	33	96	180	231	247	233	188	154	275
Mar.	35	53	140	205	239	235	197	138	93	291
Abr.	39	99	172	216	227	204	150	77	45	289
May	52	132	189	218	215	179	115	45	41	282
Jun.	66	142	194	217	207	167	99	41	41	277
Jul.	55	132	187	214	210	174	111	44	42	277
Agos.	41	100	168	209	219	196	143	74	46	282
Sept.	36	50	134	196	227	224	191	134	93	282
Oct.	33	33	95	174	223	237	225	183	150	270
Nov.	30	30	55	145	206	241	247	220	196	246
Dic.	29	29	41	132	198	241	254	233	212	234

8 Grados										
	N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SEE/SSW	S	HOR
En.	32	32	71	163	224	250	242	203	162	275
Feb.	34	34	114	193	239	248	219	165	110	294
Mar.	37	67	156	215	241	230	184	110	55	300
Abr.	44	117	184	221	225	195	134	53	39	289
May	74	146	198	220	209	167	97	39	38	277
Jun.	90	155	200	217	200	141	82	39	39	269
Jul.	77	145	195	215	204	162	93	40	39	272
Agos.	47	117	179	214	216	186	128	51	41	282
Sept.	38	66	149	205	230	219	176	107	56	290
Oct.	35	35	112	187	231	239	211	160	108	288
Nov.	33	33	71	161	220	245	233	200	160	273
Dic.	31	31	55	149	215	246	247	215	179	265

24 Grados										
	N	NNE/NNW	NE/NW	ENE/WNW	E/W	ESE/WSW	SE/SW	SEE/SSW	S	HOR
En.	27	27	41	128	190	240	253	241	227	214
Feb.	30	30	80	165	220	244	243	213	192	249
Mar.	34	45	124	195	234	237	214	168	137	275
Abr.	37	88	159	209	228	212	169	107	75	283
May	43	117	178	214	218	190	132	67	46	282
Jun.	55	127	184	214	212	179	117	55	43	279
Jul.	45	116	176	210	213	185	129	65	46	278
Agos.	38	87	156	203	220	204	162	103	72	277
Sept.	35	42	119	185	222	225	206	163	134	266
Oct.	31	31	79	159	211	237	235	207	187	244
Nov.	27	27	42	126	187	236	249	237	224	213
Dic.	26	26	29	112	180	234	247	247	237	199

A7 TABLA 7: DIFERENCIAS DE CONDUCCIÓN DE CARGA DE ENFRIAMIENTO A TRAVÉS DE UN VIDRIO. [1]

Hora	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
CLTD, F	0	-2	-2	0	4	9	13	14	12	8	4	2

Reproducido con permiso del 1985 Fundamentals, ASHRAE Handbook Product Directory.



A8 TABLA 8: COEFICIENTES DE SOMBREADO PARA VIDRIO CON O SIN SOMBREADO INTERIOR POR PERSIANAS VENECIANAS ENROLLABLES. [1]

	Tipo de vidrio	Espesor nominal de cada vidrio claro ^a	Transmisión solar ^b	Sin sombreado interior $h_o = 4.0$	Tipo de sombreado interior				
					Persianas venecianas	Persianas enrollables			
						Opacas		Translúcidas	
					Medio	Claro	Oscuro	Claro	Claro
VIDRIO SENCILLO	Sencillo	3/32 a 1/4	0.87-0.80	1.00					
	Claro	1/4 a 1/2	0.80-0.71	0.94					
	Claro	3/8	0.72	0.90	0.64	0.55	0.59	0.25	0.39
	Claro	1/2	0.67	0.87					
	Claro con figuras	1/8 a 9/32	0.87-0.79	0.83					
	Absorbente de calor, con figuras ^c	1/8		0.83					
	Absorbente de calor ^d	3/16 a 1/4	0.46	0.69					
	Absorbente de calor, con figuras	3/16 a 1/4		0.69	0.57	0.53	0.45	0.30	0.36
	Colorado	1/8 a 7/32	0.59-0.45	0.69					
	Absorbente de calor, o con figuras		0.44-0.30	0.60	0.54	0.52	0.40	0.28	0.32
	Absorbente de calor ^e	3/8	0.34	0.60					
	Absorbente de calor, o con figuras	1/2	0.44-0.30	0.53	0.42	0.40	0.36	0.28	0.31
VIDRIO AISLANTE	Vidrio recubierto reflector			0.30	0.25	0.23			
				0.40	0.33	0.29			
				0.50	0.42	0.38			
				0.60	0.50	0.44			
	Doble ^d	3/32, 1/8	0.71*	0.88	0.57	0.51	0.60	0.25	0.37
	Claro afuera								
	Claro adentro	1/4	0.61*	0.81					
	Claro afuera								
	Claro adentro	1/4	0.36*	0.55					
	Absorbente de calor afuera								
	Claro ndentro			0.20	0.39	0.36	0.40	0.22	0.30
	Vidrio recubierto reflector			0.30	0.19	0.18			
Triple	Claro	1/4		0.71					
	Claro	1/8		0.80					

Reproducido con permiso del 1985 *Fundamentals, ASHRAE Handbook & Product Directory*

A9 TABLA 9: FACTORES DE CARGA DE ENFRIAMIENTO PARA VIDRIO SIN SOMBREADO INTERIOR (INCLUYE VIDRIO REFLECTOR Y ABSORBENTE DE CALOR [1].

TABLA 9.B. (Continuación)

Ventana Construida viendo desde el lado hacia el exterior

Latitud norte

Hora solar, h

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	L 0.07	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
M	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
H	0.09	0.09	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07
NE	L 0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
M	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
H	0.03	0.03	0.03	0.03	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
E	L 0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
M	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
H	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
SE	L 0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
M	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
H	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
S	L 0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
M	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
H	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
SW	L 0.05	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
M	0.06	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
H	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
W	L 0.05	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
M	0.06	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
H	0.06	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
NW	L 0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
M	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
H	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
BOA	L 0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
M	0.06	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
H	0.06	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05

L = Construcción ligera; Pared exterior de ladrillos; losa de piso de concreto de 2 in. con aprox. 30 lb de material/m² de piso.
M = Construcción media; Pared interior de ladrillos de 4 in. losa de piso de concreto de 4 in. con aprox. 70 lb de material de construcción por ft² de piso.
H = Construcción pesada; Pared exterior de concreto de 6 in. losa de piso de concreto de 6 in. con aprox. 130 lb de material de construcción por ft² de piso.
Reproducido con permiso del 1985 Fundamentals, ASHRAE Handbook & Product Directory

A10 TABLA 10: TASAS DE GANANCIAS DE CALOR DEBIDA A LOS OCUPANTES DEL RECINTO ACONDICIONADO [3].

TABLA 48. GANANCIAS DEBIDAS A LOS OCUPANTES

GRADO DE ACTIVIDAD	TIPO DE APLICACIÓN	Metabolismo hombre adulto (kcal/h)	Metabolismo medio (kcal/h)	TEMPERATURA SECA DEL LOCAL (°C)							
				28		27		26		24	
				kcal/h		kcal/h		kcal/h		kcal/h	
				Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes
Sentados, en reposo	Teatro, escuela primaria	98	88	44	44	49	39	53	35	58	30
Sentados, trabajo muy ligero	Escuela secundaria	113	100	45	55	48	52	54	46	60	40
Empleado de oficina	Oficina, hotel, apartamento, escuela superior	120		45	68	50	63	54	59	61	52
De pie, marcha lenta	Almacenes, tienda	139	113								
Sentado, de pie	Farmacia	139	126	45	81	50	76	55	71	64	62
De pie, marcha lenta	Banco	139									
Sentado	Restaurante **	126	138	48	91	55	84	61	78	71	68
Trabajo ligero en el banco de taller	Fábrica, trabajo ligero	202	189	48	141	55	134	62	127	74	115
Baile o danza	Sala de baile	227	214	55	159	62	152	69	145	82	132
Marcha, 5 km/h	Fábrica, trabajo bastante penoso	252	252	68	184	76	176	83	168	96	156
Trabajo penoso	Pista de bowling *** Fábrica	378	365	113	252	117	240	122	243	132	233

* El «metabolismo medio» corresponde a un grupo compuesto de adultos y de niños de ambos sexos, en las proporciones normales. Estos valores se han obtenido a base de las hipótesis siguientes:

Metabolismo mujer adulta = Metabolismo hombre adulto $\times 0,85$
 -Metabolismo niño = Metabolismo hombre adulto $\times 0,75$

** Estos valores comprenden una mejora de 13 kcal/h (50 % calor sensible y 50 % calor latente) por ocupante, para tener en cuenta el calor desprendido por los platos.

*** Bowling - Admitir una persona por pista jugando, y todas las otras sentadas (100 kcal/h) o de pie (139 kcal/h).



A11 TABLA 11: POTENCIAS DE EQUIPOS DE OFICINA Y COMEDOR
(Cortesía de : <http://intranet.minem.gob.pe/AppWeb/DGE/CalculoConsumo>)

	Artefacto eléctrico que utiliza normalmente	Potencia		Cantidad de Focos Equivalentes	
		(Watts)	(kilowatts)		
<input type="checkbox"/>	Horno Microondas	1 200	1,20	12	 ...
<input type="checkbox"/>	Olla arrocera	1 000	1,00	10	
<input type="checkbox"/>	Fotocopiadora comercial	900	0,90	9	
<input type="checkbox"/>	Bomba de piscina	800	0,80	8	
<input type="checkbox"/>	Computadora (cpu y monitor)	200	0,20	2	
<input type="checkbox"/>	TV de 21 pulgadas color	200	0,20	2	
<input type="checkbox"/>	Impresora	150	0,15	1 1/2	



A12 TABLA 12: REQUISITOS DE VENTILACIÓN PARA OCUPANTES.

CFM = Personas x Requerimientos de Aire Exterior(CFM/Personas)		
Espacio	Aire Exterior Requerido (CFM / Personas)	Cantidad de Personas / 1000 pies ²
Auditorios	15	150
Salones de Baile	25	100
Bares	30	100
Salones de Belleza	25	20
Salones de Clase	15	50
Salas de Conferencias	20	50
Lavanderías	30	30
Casinos	30	120
Salones de Juego	25	70
Hospitales - Sala Operación	30	20
Hospitales - Cuarto Paciente	25	10
Laboratorios	20	30
Bibliotecas	15	20
Oficinas	20	7
Farmacias	15	20
Estudios de Foto	15	10
Terapia Física	15	20
Salones de Restaurantes	20	70
Áreas de Fumado	60	70
Supermercados	15	8
Teatros	15	150

Adaptación de Estandar ASHRAE 62-1989



A13 TABLA 13: CORRECCIONES EN LAS TEMPERATURAS DEL PROYECTO EN FUNCIONES DE LA HORA CONSIDERADA (Para el cálculo de la carga de refrigeración.) [3]

INTERVALO DE VARIACIÓN DIARIA DE TEMPERATURA (EN LAS 24 HORAS) * (°C)	TEMPERATURA SECA O HÚMEDA	HORA SOLAR									
		8	10	12	14	15	16	18	20	22	24
5	Seca	+ 4,7	- 3,5	- 2,8	- 0,5	0	- 0,5	- 1,1	- 2,7	- 4,2	- 9,0
	Húmeda	- 1,0	- 1,1	- 0,5	0	0	0	- 0,5	- 0,5	- 1,0	- 1,0
7*5	Seca	- 6,2	- 4,7	- 2,8	- 0,5	0	- 0,5	- 1,1	- 3,2	- 5,2	- 7,2
	Húmeda	- 1,5	- 1,1	- 0,5	0	0	0	- 0,5	- 0,5	- 1,5	- 1,9
10	Seca	- 7,4	- 5,2	- 2,8	- 0,5	0	- 0,5	- 1,5	- 3,8	- 6,0	- 8,5
	Húmeda	- 2,0	- 1,4	- 0,5	0	0	0	- 0,5	- 0,9	- 1,7	- 2,2
12*5	Seca	- 8,4	- 5,5	- 2,8	- 0,5	0	- 0,5	- 1,7	- 4,1	- 6,5	- 9,5
	Húmeda	- 2,2	- 1,6	- 0,5	0	0	0	- 0,5	- 1,1	- 1,7	- 2,5
15	Seca	- 9,4	- 6,5	- 3,0	- 0,5	0	- 0,5	- 1,9	- 4,8	- 7,7	- 10,5
	Húmeda	- 2,4	- 1,6	- 0,5	0	0	0	- 0,5	- 1,3	- 1,8	- 3,0
17*5	Seca	- 10,5	- 7,0	- 3,5	- 0,5	0	- 0,5	- 2,6	- 5,9	- 8,8	- 12,2
	Húmeda	- 2,9	- 1,8	- 0,7	0	0	0	- 0,5	- 1,7	- 2,4	- 3,5
20	Seca	- 12,0	- 8,0	- 4,1	- 0,5	0	- 0,5	- 3,4	- 7,5	- 10,3	- 13,8
	Húmeda	- 3,5	- 2,2	- 1,1	0	0	0	- 0,7	- 1,7	- 2,9	- 4,0
22*5	Seca	- 13,5	- 9,0	- 4,5	- 0,5	0	- 0,5	- 3,9	- 8,0	- 11,7	- 15,5
	Húmeda	- 3,9	- 2,3	- 1,1	0	0	0	- 1,1	- 2,2	- 3,4	- 4,7
25	Seca	- 14,5	- 9,5	- 4,5	- 1,1	0	- 1,1	- 4,5	- 8,9	- 13,3	- 17,2
	Húmeda	- 3,9	- 2,8	- 1,1	0	0	- 0,5	- 1,1	- 2,2	- 4,5	- 5,5

* La oscilación diaria de la temperatura seca es la diferencia entre la temperatura más alta y la más baja durante un período de 24 horas de un día de proyecto. (Ver Tabla 1 para el valor de oscilación diaria para una ciudad particular).

Ecuación : Temperatura de ambiente exterior de proyecto a la hora que se considera = Temperatura de proyecto de la Tabla 1 + factor de corrección de la Tabla 2.

A14 TABLA 14: CORRECCIONES EN LAS CONDICIONES DE PROYECTO EN FUNCION DEL MES CONSIDERADO (Para el cálculo de la carga de refrigeración) [3]

INTERVALO DE VARIACIÓN ANUAL DE TEMPERATURA (°C)*	TEMPERATURA SECA O HÚMEDA (°C)	MES								
		Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre
65	Seca	-19,0	-12,0	- 6,1	- 2,5	0	0	- 4,9	-12,2	-22,0
	Húmeda	-11,1	- 5,5	- 2,8	- 1,1	0	0	- 2,0	- 5,9	-13,0
60	Seca	-16,5	-11,0	- 6,1	- 2,1	0	0	- 3,6	- 9,3	-16,5
	Húmeda	- 8,3	- 5,5	- 2,8	- 1,1	0	0	- 1,7	- 4,4	- 8,9
55	Seca	-16,0	-10,5	- 6,0	- 1,8	0	0	- 3,6	- 9,0	-15,0
	Húmeda	- 7,8	- 5,5	- 2,8	- 1,1	0	0	- 1,7	- 4,4	- 7,8
50	Seca	-16,0	-10,5	- 5,0	- 1,8	0	0	- 3,6	- 9,0	-14,5
	Húmeda	- 7,8	- 5,5	- 2,8	- 1,1	0	0	- 1,7	- 4,4	- 7,8
45	Seca	-14,0	- 9,2	- 4,5	- 1,8	0	0	- 3,6	- 6,9	-11,5
	Húmeda	- 7,3	- 5,1	- 2,8	- 1,1	0	0	- 1,1	- 3,4	- 6,4
40	Seca	- 7,8	- 5,5	- 2,5	- 0,5	0	0	- 2,5	- 4,1	- 8,2
	Húmeda	- 3,9	- 2,7	- 2,3	0	0	0	- 0,5	- 2,3	- 3,9
35	Seca	- 5,5	- 4,0	- 1,7	- 0,5	0	0	- 1,1	- 3,0	- 6,2
	Húmeda	- 2,4	- 1,8	- 1,1	0	0	0	- 0,5	- 1,9	- 3,0
30	Seca	- 3,7	- 2,8	- 1,7	- 0,5	0	0	- 1,1	- 2,5	- 4,5
	Húmeda	- 1,9	- 1,2	- 0,8	0	0	0	- 0,5	- 1,4	- 2,4
25	Seca	- 1,5	- 1,1	- 1,0	- 0,5	0	0	- 1,1	- 1,9	- 3,2
	Húmeda	- 1,3	- 1,0	- 0,4	0	0	0	- 0,5	- 1,0	- 1,2

* La oscilación anual de temperaturas es la diferencia entre temperaturas secas de proyecto normales en invierno y verano (Tabla 1).

Ecuación : Temperatura de ambiente exterior de proyecto = Temperatura del ambiente exterior de la Tabla 1 + correcciones de la Tabla 3.



A15 TABLA 15: CONDICIONES DE PROYECTO RECOMENDADAS PARA AMBIENTES INTERIORES – INVIERNO Y VERANO[3].

TIPO DE APLICACIÓN	VERANO					INVIERNO				
	DE LUJO		PRÁCTICA COMERCIAL			CON HUMECTACIÓN			SIN HUMECTACIÓN	
	Temperatura seca (°C)	Húm. rel. %	Temperatura seca (°C)	Húm. rel. %	Variación de temperatura (°C) **	Temperatura seca (°C)	Húm. rel. %	Variación de *** temperatura (°C)	Temperatura seca (°C)	Variación de temperatura (°C) ***
CONFORT GENERAL Apartamento, Chalet hotel, Oficina, Colegio, Hospital, etc.	23-24	50-45	25-26	50-45	1 a 2	23-24	35-30	- 1,5 a - 2	24-25	- 2
TIENDAS COMERCIALES (Ocupación de corta duración) Bancos, Barbero y peluquería, Grandes almacenes, Supermercados, etc.	24-26	50-45	26-27	50-45	1 a 2	22-23	35-30 ****	- 1,5 a - 2	23-24	- 2
APLICACIONES DE BAJO FACTOR DE CALOR SENSIBLE (Carga latente elevada) Auditorio, Iglesia, Bar, Restaurante, Cocina, etc.	24-26	55-50	26-27	60-50	0,5 a 1	22-23	40-35	- 1 a - 2	23-24	- 2
CONFORT INDUSTRIAL Secciones de montaje, Salas de máquinas, etc.	25-27	55-45	26-29	60-50	2 a 3	20-22	35-30	- 2 a - 3	21-23	- 3

* La temperatura seca de proyecto para el ambiente interior debería ser reducida cuando hay paneles radiantes calientes, adyacentes a los ocupantes, e incrementada cuando aquéllos son fríos, a fin de compensar el incremento o disminución con el calor radiante intercambiado desde el cuerpo. Un panel frío o caliente puede ser un cristal sin sombras o muros exteriores acristalados (calientes en verano, fríos en invierno), o tabiques delgados con espacios adyacentes calientes o fríos. Un suelo directamente sobre tierra y muros por debajo del nivel del suelo son paneles fríos durante el invierno y con frecuencia también durante el verano. Tanques calientes, hogares y máquinas son paneles calientes.

** La variación de temperatura es por encima de la posición del termostato durante la máxima carga térmica en verano.

*** La variación de temperatura es por debajo de la posición del termostato durante la máxima carga térmica en invierno (sin luces, ocupantes o aportaciones solares).

**** La humectación durante el invierno se recomienda para tiendas de confección, para conservar la calidad del género.

A16 TABLA 16: ORIENTACIÓN DE LOS PUNTOS CARDINALES EN LOS HEMISFERIOS NORTE Y SUR. [3]

Orientación en el hemisferio Sur

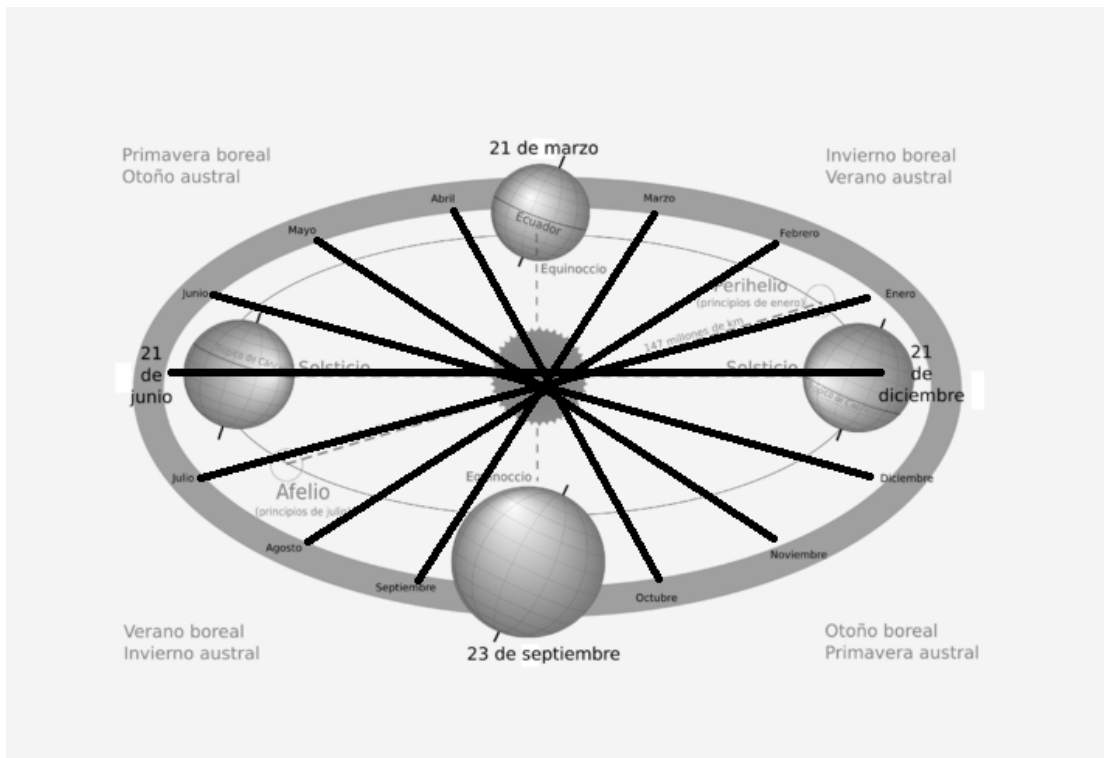
Noreste
Este
Sureste
Sur
Suroeste
Oeste
Noroeste
Norte (sombra)

Orientación equivalente en el hemisferio Norte

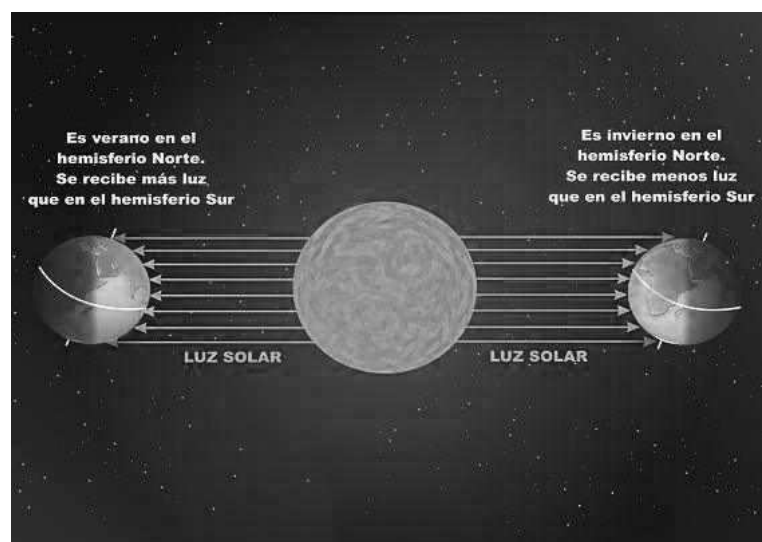
Sureste
Este
Noreste
Norte (sombra)
Noroeste
Oeste
Suroeste
Sur

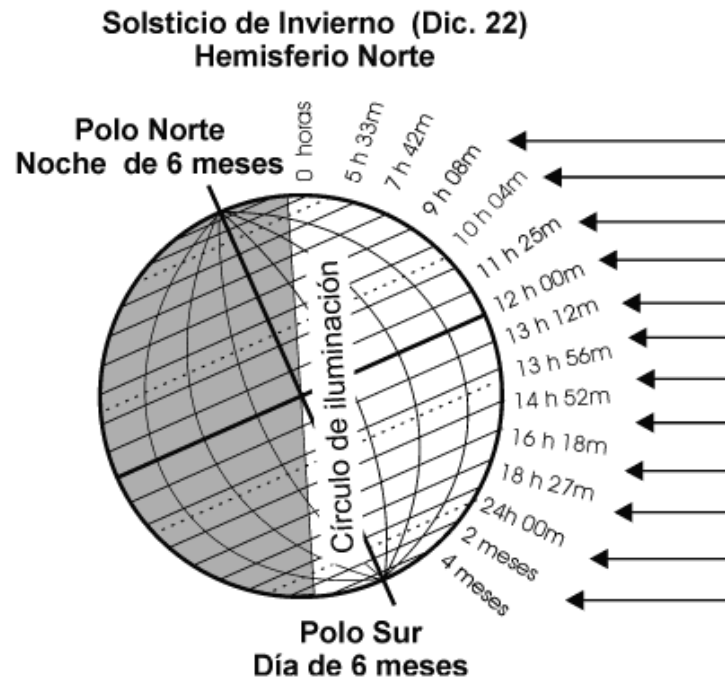
10.2 ILUSTRACIONES.

B1 ILUSTRACIÓN 1 : PERIHELIO Y AFELIO DE LA TIERRA.

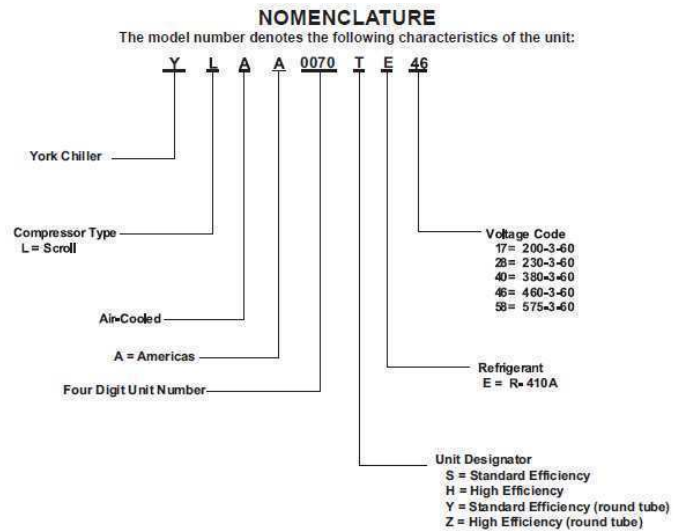


B1 ILUSTRACIÓN 1 : SOLTICIO DE VERANO PARA EL HEMISFERIO SUR .






B3 ILUSTRACIÓN 3 : Nomenclatura de CHILLERS enfriados por aire.



JOHNSON CONTROLS

B3 ILUSTRACIÓN 4 : PORTADA DE CATALOGO DE CH

	AIR-COOLED LIQUID CHILLERS HERMETIC SCROLL	
INSTALLATION, OPERATION, MAINTENANCE	New Release	Form 150.72-NM1 (1207)
		035-01015-000

**YLAA0070 - YLAA0155
AIR-COOLED SCROLL CHILLERS
MICROCHANNEL CONDENSER COILS
STYLE A (60 Hz)
70 - 155 TON
246-545 KW**

Interior



R-410A





10.3 REFERENCIAS CITADAS.

[1] Acondicionamiento de aire, principios y sistemas, Edward G. Pita, 2^{da} edición, año 2000, pág. 28, pág. 178, pág. 134, pág. 136.

[2] Acondicionamiento térmico de edificios, Víctor Santiago Díaz, Raúl Oscar Barreneche ,1era edición, año 2005, pág. 13.

[3] Manual de acondicionamiento de aire, Carrier Air Conditioning Company ,5^{da} Edición, 1980.pag 1-21.